

УДК 67:532.528

Ю.А. ЖУЛАЙ, В.Ю. СКОСАРЬ

Институт транспортных систем и технологий НАН Украины, Украина

КАВИТАЦИЯ КАК СРЕДСТВО ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ. ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ (ОБЗОР)

Выполнен краткий обзор по интенсификации технологических процессов и снижению удельного энергопотребления в различных отраслях промышленности с использованием эффектов гидродинамической и ультразвуковой кавитации. В качестве устройства, реализующего режим гидродинамической кавитации, рассматривается известная в системе регулирования ракетного двигателя трубка Вентури специальной геометрии, получившей название кавитационный генератор колебания давления жидкости. Он преобразует стационарное течение технологической жидкости в дискретно-импульсный поток и обладает простотой изготовления, отсутствием подвижных частей и передачи колебаний давления жидкости на насос, не требует дополнительных источников энергии и органично вписывается в существующее оборудование.

Ключевые слова: энергоэффективные технологии, кавитационный генератор колебания давления жидкости, периодически-срывная кавитация, гидроимпульсное воздействие, вибронагружение, ультразвук.

Введение

Постановка проблемы и её связь с научно-техническими задачами

Реализация ресурсосберегающих технологий для любого предприятия является одной из важных задач его производственно-хозяйственной деятельности. Особенно остро эта проблема встала перед руководителями хозяйствующего субъекта в условиях роста цен на энергоносители. В последнее время в мире наблюдается устойчивая тенденция в разработке технологий, основанных на использовании гидродинамической кавитации, способствующей их интенсификации и повышению энергоэффективности.

В работе [1] описаны примеры практического применения дискретно-импульсных струй, полученных посредством гидродинамической кавитации, для достижения позитивных результатов по интенсификации и ресурсосбережению различных технологических процессов:

- в металлургии – для удаления вторичной окалины пульсирующими струями при горячей прокатке металла;
- в машиностроении – для удаления заусениц и очистки различных поверхностей от ржавчины, загрязнений, старой краски;
- в химической промышленности – для эмульгирования жидкостей и диспергирования с использованием режимов периодически-срывной кавитации в потоке суспензии.

Известны исследования и разработки, направленные на интенсификацию технологических процессов в горнодобывающей отрасли [2]:

- при бурении наложением вибронагрузки на породоразрушающий инструмент;
- раскольматации водяных скважин за счет высокочастотного знакопеременного воздействия жидкости на капилляры породы продуктивной зоны.

Интенсивно ведутся работы по созданию гидроимпульсных технических средств для борьбы с газодинамическими явлениями в шахтах [3].

Практическое использование гидродинамической кавитации в этих отраслях позволяет снизить удельное энергопотребление до 50%.

Решение этих задач связано с получением дискретно-импульсной энергии большой мощности в потоке жидкости при помощи кавитационного генератора (КГ), создающего высокоамплитудные колебания в диапазоне звуковых частот. Это достигается только за счет соответствующей геометрии специального гидравлического канала, без использования каких-либо движущихся частей и дополнительных источников энергии [4].

О высокочастотном генераторе автоколебаний давления жидкости

При экспериментальном исследовании кавитационных автоколебаний в гидравлической системе с трубкой Вентури с углами раскрытия диффузора $\beta = 15-60^\circ$, которые проводилось в Институте технической механики (ИТМ) НАН Украины [5], на

всех режимах работы трубки Вентури в широком диапазоне изменения параметра кавитации τ наблюдались высокочастотные кавитационные автоколебания. Параметр кавитации, как критерий динамического подобия кавитационного течения, определяется отношением давлений на выходе P_1 и входе трубки Вентури P_0 , т.е. $\tau = P_1 / P_0$. В числителе этого параметра значение давления, под действием которого каверна захлопывается, а в знаменателе – давление, определяющее скоростной напор потока в критическом сечении, в результате которого может образоваться и расширяться каверна.

Трубка Вентури со специальными геометрическими параметрами была названа кавитационным генератором, схема которого представлена на рис. 1.

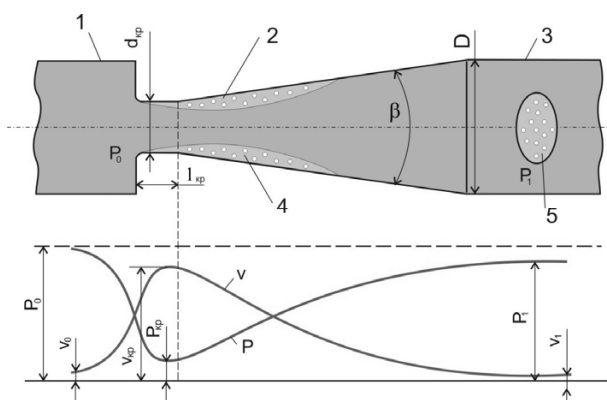


Рис. 1. Схема КГ с распределением давления и скорости потока вдоль него:
1 – входной трубопровод; 2 – КГ; 3 – выходной трубопровод; 4 – кавитационная зона;
5 – оторвавшаяся часть каверны

При подаче жидкости по напорному трубопроводу 1 на вход генератора 2 под давлением P_0 со скоростью v_0 в его критическом сечении происходит резкое падение давления и рост скорости движения жидкости до критических значений – $P_{кр.}$ и $v_{кр.}$, при которых возникает разрыв сплошности жидкости и образуется каверна 4, заполненная парами и выделившимся из жидкости газом. Оседлая каверна распространяется вдоль стенок критики и диффузора и, при достижении определенных размеров, отрывается от стенок КГ, сносится по потоку в зону повышенного давления 5 и захлопывается, создавая высокоамплитудное пульсирующее течение. Отличительной особенностью такого течения являются стабильность частоты роста и отрыва кавитационной каверны, расположенной в диффузоре, и её захлопывания (500 – 7000 Гц), а также отсутствие зависимости частоты колебаний от длины выходного трубопровода за местным сужением, которое указывает на неакустическую природу высокочастот-

ных колебаний. Вследствие негармонической формы колебаний, в дальнейшем использовалась величина размаха

$$\Delta P_1 = P_{1\max} - P_{1\min},$$

где $P_{1\max}$ и $P_{1\min}$ – максимальное и минимальное значения давления в импульсе за генератором.

В качестве примера, на рис. 2 (справа) приведена копия участка осциллограммы с записью параметров кавитационных автоколебаний, реализовавшихся в гидравлической системе, включающей КГ [5]. Здесь же (слева) представлена копия участка кинограммы с кавитационным течением в генераторе и трубопроводе за ним.

Использование такого типа устройства в качестве источника гидродинамических волн позволяет реализовать способ создания импульсов давления жидкости, в несколько раз превышающие по величине давление, получаемое на выходе насосной установки.

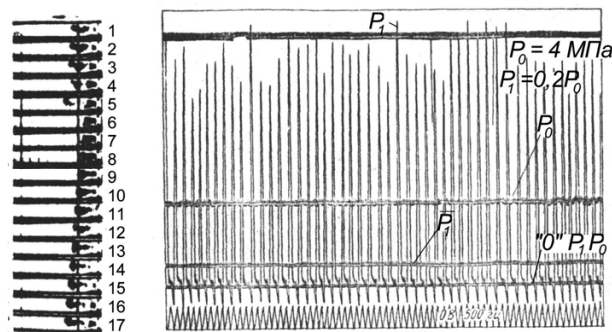


Рис. 2. Копия осциллограммы с записью давлений при испытаниях гидравлической системы, включающей КГ, и копия кинограммы процесса роста, отрыва и схлопывания кавитационной каверны

Анализ последних исследований и публикаций по использованию гидродинамической кавитации в промышленных технологиях

Впервые генераторы импульсов давления использовались ИТМ НАН Украины при разработке установок гидросбива окалины с заготовок нагретого металла Выксунского и Орско-Халиловского металлургических заводов [1]. Основным устройством установки гидросбива окалины является коллектор с форсунками (рис. 3).

На входе в коллектор устанавливается КГ. Основные конструктивные параметры установки определяются по заданному давлению питания и массовому расходу воды на один коллектор.

Преимущества использования кавитационных генераторов для этих целей заключались в том, что режим периодически-срывной кавитации позволил

получить частоты колебаний в диапазоне 100-2000 Гц при максимальном уровне колебаний до 3 раз превышающего стационарное значение на входе в устройство. Применение разработанных установок с КГ позволило в два-три раза снизить брак по запрессовке окалины.

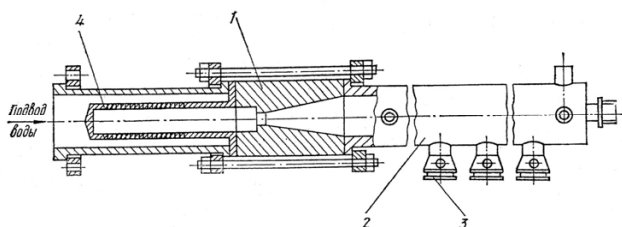


Рис. 3. Схема коллектора установки гидросбива окалины:
1 – генератор; 2 – коллектор, 3 – сопло; 4 – фильтр

Эффективность применения технологий с использованием пульсирующих струй для очистки корпусов судов от обрастаний доказана при проведении научно-исследовательской работы на Одесском судоремонтном заводе в 1984-1986 г.г.

Автоматизированная кавитационная установка для очистки вафельных конструкций обечаек топливных баков ракеты-носителя «Зенит», разработанная ИТМ НАН Украины, успешно эксплуатировалась ЮМЗ.

В Институте транспортных систем и технологий (ИТСТ) НАН Украины в рамках выполнения бюджетной темы были обоснованы рациональные гидродинамические параметры импульсного воздействия (частоты и величины импульсов давления) для очистки от изношенных материалов покрытия внутренней поверхности футерованных железнодорожных цистерн, предназначенных для перевозки агрессивных продуктов (рис. 4).

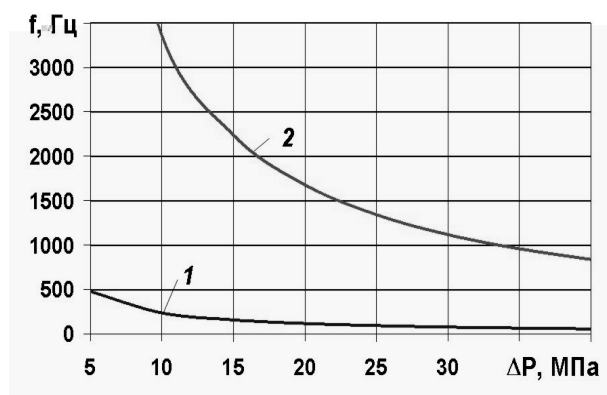


Рис. 4. Зависимости рациональной частоты следования импульсов от величины импульса давления: 1 – $E_{\max} = 10$ МПа – резина; 2 – $E_{\max} = 140$ МПа – материал подложки

Указанные зависимости позволили оптимизировать выбор режима работы КГ.

При проведении работ по оценке эффективности гидроимпульсной очистки внутренней поверхности цистерн от старого футеровочного покрытия установлено:

1. Применение КГ в технологическом процессе очистки внутренней футерованной поверхности цистерн в диапазоне изменения параметра кавитации 0,07 – 0,15 позволяет реализовать максимальные значения импульсов в 1,2÷1,8 раза превышающие давления питания, при частоте их следования от 1000 до 3000 Гц.

Гидроочистка футерованной поверхности пульсирующими (рис. 5) струями в промышленных условиях показала их высокую эффективность и качество очистки до класса Sa3 по ISO 8501 (чистый металл).



Рис. 5. Фотография участка поверхности очищенной пульсирующей струей

В то же время очистка стационарной струей (рис.6) позволяла достичь класса Sa2 (как видно из фотографии участка очищаемой поверхности стационарная струя не удаляет полностью остатки подложки), что не позволяет наносить новое покрытие.

Это требует механической доочистки поверхности или применение абразива в гидроочистке, что усложняет технологический процесс.

Применение КГ снизило удельные энергозатраты в технологических процессах по очистке цистерн в 1,5 раза. Это достигается за счет комплексного воздействия: увеличением энергии импульса (по сравнению со стационарной струей), уменьшением внутреннего трения и ростом скорости деформации разрушаемого слоя при циклическом погружении.

Известны примеры использования режимов периодически-срывной кавитации в химической промышленности для эмульгирования и диспергиро-

вания жидкостей. В представленной таблице приведены характеристики кавитационной установки, а также традиционных бисерной и шаровой мельниц для приготовления тонкодисперсных систем [6].



Рис. 6. Фотография участка поверхности очищенной стационарной струей

Таблица 1
Характеристики кавитационной установки (1), бисерной (2) и шаровой (3) мельниц для технологических процессов производства водоземulsionных красок

	1	2	3
Стоимость оборудования, руб.	4500	173042	38760
Производительность оборудования, т/ч	24	3,815	2,49
Энергоемкость оборудования, кВт·ч/т	2,5	56,8	24,8

Видно, что применение КГ позволило снизить удельные энергозатраты в 10 раз по сравнению с шаровыми и в 20 – с бисерными мельницами.

Примером успешного использования гидродинамической кавитации может служить **иницирование водяных скважин**.

Для увеличения дебита скважин, т.е. повышения их фильтрационных свойств, необходимо проведение комплекса технических мероприятий, связанных с процессами расколматывания продуктивных зон фильтров различными методами [2], характеризующихся различной степенью эффективности. Это: чистка стенок скважин шарошечными долотами, механическое воздействие вибраторами на колонну с фильтром, создание гидравлических ударов при использовании в качестве генератора пневматических (низкочастотных) устройств, кислотное воздействие на фильтр, взрыв в районе фильтра или (без фильтра) в зоне водоносного горизонта. В по-

следние годы начали применяться гидравлические свистки и магнитострикционные генераторы ультразвуковых колебаний. Не вдаваясь в глубокий анализ названных методов и средств, преимущества КГ очевидны. Он имеет длительный ресурс работы, т.к. не содержит быстроизнашиваемых элементов и подвижных частей и не требует дополнительных источников энергии.

При его использовании эффективность увеличения фильтрационных свойств продуктивных пластов значительно возрастает. Промышленными испытаниями доказано, что в технологических процессах расколматывания скважин с использованием КГ увеличивается степень проницаемости пласта. Это обусловлено образованием разветвленной сети пор и каналов за счет высокочастотного знакопеременного воздействия жидкости на капилляры породы, твердую фазу и фильтрат и эффективным выносом последних из продуктивной зоны. Дебит скважины, по величине которого производилось определение ее фильтрационных свойств, полностью восстанавливался или превышал исходный.

Известно, что при **бурении скважин** в твердых горных породах наложение вибронагрузки на породоразрушающий инструмент приводит к повышению технико-экономических показателей бурения.

Одним из эффективных способов бурения скважин является использование гидроударных машин. Однако, технические средства для его осуществления обладают рядом недостатков, главным из которых является сложность эксплуатации машин, связанная с наличием движущихся деталей и пружин, резиновых манжет, изнашивающихся в процессе эксплуатации, в связи с чем межсмотровой период не превышает 25 часов.

Одним из перспективных направлений, позволяющих исключить эти недостатки, является создание высокоамплитудных гидродинамических волн в трубопроводе за КГ [2] и преобразование их в механическое вибронагружение породоразрушающего инструмента.

На рис. 7 приведены схемы гидродинамических буровых снарядов (БС) для а – кернового и б – безкернового бурения. Генератор 2, используя энергию промывочной жидкости, подаваемой в скважину 4 и, преобразуя стационарный поток в дискретно-импульсный, создает высокочастотные продольные виброускорения на породоразрушающем инструменте 3.

Указанные БС прошли полный комплекс экспериментальных исследований на гидравлических и буровых стендах, а также в условиях сооружения гидрогеологических и геологоразведочных скважин.

На рис. 8 приведена копия участка осциллограммы с записью в реальном режиме времени па-

раметров экспериментального образца БС при его испытаниях на гидравлическом стенде.

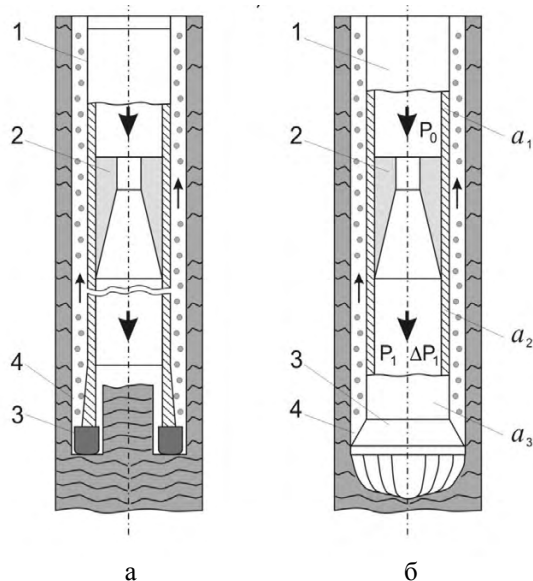


Рис. 7. Принципиальная БС:

1 – буровая колонна; 2 – КГ;

3 – породоразрушающий инструмент; 4 – скважина.

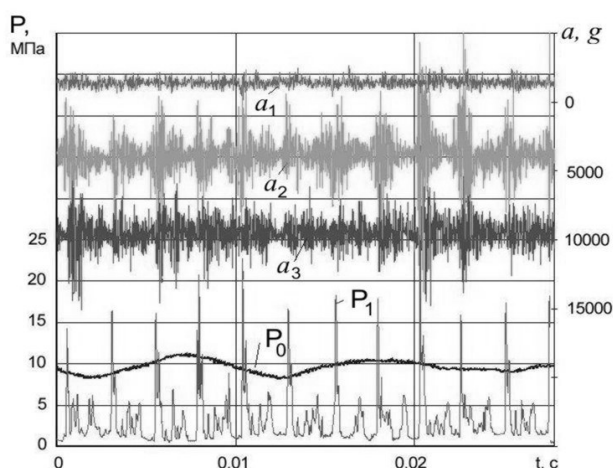


Рис. 8. Копия осциллограммы записи параметров при испытаниях экспериментального образца БС на гидравлическом стенде: $P_0 \approx 10$ МПа, $P_1/P_0 \approx 0,123$

Анализ результатов этих испытаний не оставляет сомнений в том, что в трубопроводе БС (за сечением выхода из генератора) реализуется режим периодически срывной кавитации с частотами в диапазоне до 3000 Гц с максимальным размахом колебаний давления жидкости ΔP_1 до $2,7 P_0$. Максимальные значения виброускорений на корпусе имитатора породоразрушающего инструмента составили 1600g (при $P_0 \approx 5$ МПа) и 2700g (при $P_0 \approx 10$ МПа). То есть, повышение давления подачи промывочной жидкости приводит к росту значений виброускорений на породоразрушающем инструменте.

Эффективность бурения с наложением вибронагрузки на породоразрушающий инструмент была подтверждена при сооружении гидрогеологических скважин большого диаметра (район Подольска, Московской области). Результаты сравнительного анализа бурения гидрогеологической скважины диаметром 190 мм показали, что при работе БС средний рост механической скорости бурения достигает 71,5% по сравнению со скоростью бурения роторным способом. При этом произошло снижение износа породоразрушающего инструмента и энергозатрат до 30%.

При бурении геологоразведочных скважин 76мм, гидродинамический БС обеспечил рост механической скорости бурения на 26,7% и ресурса работы коронки на 13,2% по сравнению с гидроударником Г76ВО. Анализ затрат мощности на вращение бурового инструмента на всех режимах бурения показал, что при работе гидродинамического БС происходит их снижение до 20%. БС обеспечивает улучшение стабилизации и устойчивости функционирования буровой колонны и породоразрушающего инструмента. Сравнительный анализ надежности работы гидродинамического БС и гидроударника Г76ВО показал, что за период испытаний было отмечено 4 отказа гидроударника и произведено 10 его сборок-разборок для регулировки и замены деталей. В то же время, за весь период испытаний не произошло ни одного отказа в работе гидродинамического БС. Осмотром и замером основных размеров деталей БС установлено отсутствие их износа. Это говорит о том, что ресурс работы гидродинамического БС значительно превышает ресурс гидроударника. С применением гидродинамического БС пробурена скважина глубиной 522 м и до этой глубины подтверждена его работоспособность.

Перспективные работы

1. Расширение диаметра обсадных труб

При разработке нефтяных и газовых месторождений, особенно глубоководных, одной из сложных задач является герметизация устья скважины. Традиционно эта трудоемкая операция выполнялась посредством закачки специальных цементных растворов со спуском оборудования на глубины 1000м и более. В последнее время западные фирмы применяют расширение диаметра обсадных труб скважин в зоне герметизации. Так фирма «Weatherford» выполняет расширение гидравлическим способом, путем подачи высоконапорного потока жидкости под расширительный конус. Из практики известно, что при таком расширении труб примерно 50% энергии жидкости расходуется на преодоление сопротивле-

ния трения, а 50% – на саму операцию расширения. При этом оптимизация технологического процесса расширения осуществляется путем уменьшения трения с помощью дорогостоящей специальной смазки MSDS с молибденовыми присадками, что приводит к значительным экономическим затратам.

Уменьшить трение возможно наложением вибронагрузки на расширяющий кон. Работа выполнялась ИТСТ НАН Украины в два этапа [2].

На первом – исследовались характеристики системы «вибратор – кон», что позволило сделать вывод о перспективности использования гидродинамического вибратора (ГДВ) в технологических процессах по расширению труб путем наложения вибронагрузки до 4000g с частотой $f = 3\text{--}12$ кГц на инструмент для расширения труб.

На втором – оценивалась эффективность применения ГИВ в технологии расширения труб.

На рис. 9 приведена схема гидравлического стенда для проведения испытаний по расширению труб с ГДВ.

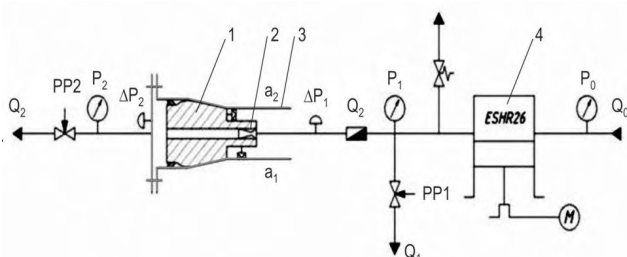


Рис. 9. Схема гидравлического стенда для проведения испытаний по расширению труб с ГДВ:

1 – кон; 2 – КГ; 3 – расширяемый трубопровод; 4 – насос; PP1 и PP2 дроссели; Q_2 – расходомер; ΔP_1 и ΔP_2 – датчики пульсаций; a_1 и a_2 – датчики виброускорений; P_0 , P_1 и P_2 – манометры

Для создания вибронагрузки на расширительном коне 1 использовался генератор 2, основные геометрические параметры которого определены по стандартным методикам и равны: – диаметр критического сечения $d_{кр} = 1,4\text{ мм}$; – угол раскрытия диффузора $\beta = 20^\circ$; – диаметр последидиффузорного канала $D = 6\text{ мм}$.

Источником высокого давления 4 служила насосная установка с максимальным давлением 50 МПа и расходом 26 л/мин. Вода по напорному шлангу высокого давления через турбинный датчик расхода жидкости поступает в кавитационный генератор 3 и через центральный канал кона 2 и подпорный дроссель 5 сбрасывалась в емкость. Кон 1 – инструмент для расширения трубы представляет собой монолитную конструкцию с конической (10°) поверхностью, переходящей в цилиндрическую. Кон снабжен центральным каналом, в который с

входной стороны вкручивается КГ. На наружной поверхности имеются посадочные места для установки датчиков виброускорений.

Сравнительный анализ эффективности процесса расширения труб проводился путем создания гидродинамической вибронагрузки на инструменте и статическим нагнетанием жидкости с применением смазки и без нее.

Испытания проводились на образцах сертифицированных стальных труб с наружным диаметром 133 мм и толщиной стенки 6 мм.

На рис. 10 приведен фрагмент осциллограммы повышения среднего значения давления в камере перед коном P (левая ось) и осевой вибрации a (правая ось), реализуемых на коне, установленном в трубе.

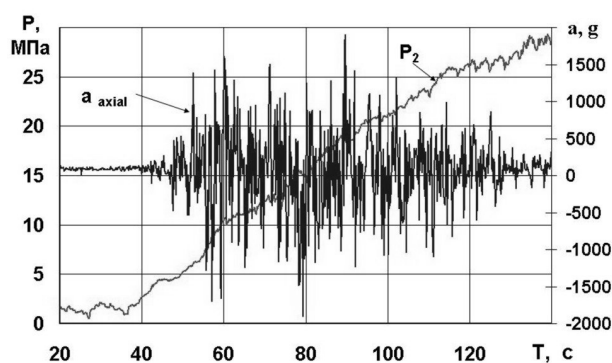


Рис. 10. Осциллограмма вибронагрузки на коне при его контакте с трубой

Из представленных данных видно, что вибронагрузка на коне для данной конструкции ГИВ реализуется в диапазоне изменения параметра кавитации $\tau = 0,15 \div 0,65$.

Испытания по расширению труб проводились при следующих условиях:

Опыт 1 – статическое воздействие без смазки.

Опыт 2 – статическое воздействие со смазкой MSDS.

Опыт 3 – гидроимпульсный способ, при котором реализуются пульсации давления жидкости на выходе генератора, близкие к максимальным.

Опыт 4 – гидроимпульсный способ, при котором реализуются вибронагрузки на коне, близкие к максимальным.

На рис. 11 представлены совмещенные копии участков осциллограмм средних значений давления перед коном при различных условиях проведения эксперимента, которые позволяют сделать следующие выводы:

1. Использование гидроимпульсного способа расширения труб, при котором реализуются вибронагрузки на коне, близкие к максимальным, существенно уменьшает (на 93%) сопротивление трения

по сравнению с расширением статическим воздействием и снижает значение давления, при котором перед коном с 26,9 МПа до 14,4 МПа.

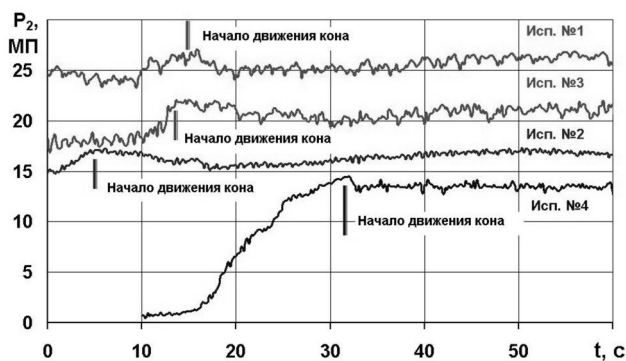


Рис. 11. Совмещенные копии участков осциллограмм средних значений давления перед коном

2. Установлено, что гидроимпульсный способ нагнетания жидкости предотвращает появление задиров и наклепов, а также заклинивание инструмента для расширения труб – кона.

3. Анализ полученных результатов подтвердил перспективность использования ГДВ в технологических процессах по расширению труб путем наложения виброускорений на инструмент для расширения.

4. Наружный диаметр труб после расширения находится в диапазоне от 150,18 до 150,62 мм с толщиной стенки 5,7 мм, при этом эллипсность труб составляет 0,09 – 0,44 мм. Измерение конструктивных параметров кона после каждого испытания, за исключением первого опыта, показало их стабильность и отсутствие повреждений рабочей поверхности.

2. Борьба с внезапными выбросами в шахтах

Увеличение добычи угля из газообильных пластов, залегающих на больших глубинах, сдерживается основным природным барьером их безопасной разработки – газодинамическим фактором. Внезапные выбросы, взрывы метана и угольной пыли приводят к катастрофическим последствиям.

В настоящее время одним из основных способов борьбы с газовым и пылевым факторами является гидрорыхление угольного пласта нагнетанием жидкости в статическом режиме. Однако, с увеличением глубины разработки месторождений, эффективность такого мероприятия сдерживается наличием пород, склонных к размоканию, обрушению и пучению, и формированием впереди забоя выработки зон разгрузки и повышенного горного давления.

Одним из перспективных направлений, позволяющих повысить качество гидрорыхления, является

создание высокоамплитудных гидродинамических волн в трубопроводе за кавитационным генератором и преобразование их в механическое вибронагружение угольного пласта.

В последние годы значимые результаты в этом направлении получены Институтом геотехнической механики (ИГТМ) НАН Украины [3] совместно с ПАО «Краснодонуголь». Лабораторные исследования погружного устройства гидроимпульсного воздействия (УГИВ) на модели скважины показали, что при давлении нагнетания от 5,0 до 30,0 МПа с расходом жидкости 30-70 л/мин рабочий диапазон частоты автоколебаний составляет от 1 до 7 кГц. Максимальный размах автоколебаний давления жидкости, наложенный на величину подпора, соизмерим с давлением нагнетания. В результате горно-экспериментальных работ и оценки эффективности применения УГИВ, расположенного в скважине (рис. 12), при гидрорыхлении выбросоопасных угольных пластов в забое подготовительной выработки установлено:

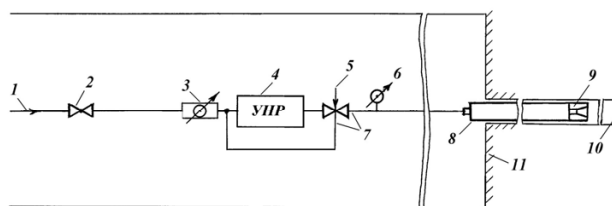


Рис. 12. Принципиальная схема монтажа оборудования в забое подготовительной выработки:

- 1 - водопровод; 2 - вентиль; 3 - расходомер;
- 4 - насосная установка; 5 - кран; 6 - манометр;
- 7 - высоконапорный рукав; 8 - гидрозатвор;
- 9 - УГИВ; 10 - скважина; 11 - забой выработки

– конструкция УГИВ при нагнетании жидкости в диапазоне давлений от 10,0 до 20,0 МПа со скоростью нагнетания от 40 до 60 л/мин обеспечивает эффективное рыхление и дегазацию выбросоопасных угольных пластов в зонах с низкой гидравлической проницаемостью. Безопасная зона выемки угля возрастает с 4 до 10м;

– рыхление массива за зоной максимального опорного горного давления осуществляется без проявления гидроразрыва и протекания воды по сечению пласта в забое выработки;

– сравнение статического и импульсного нагнетания жидкости показало, что при гидроимпульсном воздействии длительность нагнетания жидкости до завершения активного процесса гидрообработки пласта снижается до 50%, а расход жидкости до 60%. В процессе ведения работ признаки ГДЯ не наблюдались;

– применение импульсного режима нагнетания обеспечивает соблюдение критерия безопасного

ведения горных работ – величина давления в фильтрационной камере скважины не превышает давление гидроразрыва пласта, при этом позволяет управлять процессом трещинообразования в нем.

3. Ультразвуковая обработка литейных сплавов в аккумуляторном производстве

Перспективным направлением повышения механических характеристик литейных сплавов является их обработка ультразвуком. Считается, что процессы, происходящие при воздействии ультразвука на жидкий и твердожидкий сплав, определяются главным образом кавитацией. Кавитация разрывает сплошность в расплаве, разрушает первичные кристаллы, перемешивает расплав, удаляет растворенные газы. В результате перемешивания расплава, исчезновения ликвационных неоднородностей, диспергирования даже плохо растворимых легирующих элементов достигается гомогенизирующий эффект. Измельчается зерно кристаллизующегося сплава, дробятся частицы интерметаллидов, существенно повышается прочность и пластичность литейных сплавов [7,8].

Это может найти применение в аккумуляторной промышленности, ведь разработчики и создатели свинцово-кислотных аккумуляторов заинтересованы в повышении механических и электрохимических свойств свинцовых сплавов. Одним из реальных путей решения этих задач является минимизация в металлах неметаллических включений, прежде всего окислов, соединений серы, шлаковых частиц, газовых примесей и др. Однако, нам неизвестны работы, развивающие это направление.

Сотрудниками ИТСТ НАН Украины совместно с ПАО «ВЕСТА-Днепр» проведены исследования очистки свинцовых сплавов ультразвуком. В экспериментальном котле объемом 285 см³ обрабатывались некоторые аккумуляторные свинцовые сплавы ультразвуком, частотой 20-22 кГц, возбуждаемым генератором типа УЗГ2-1М. В качестве устройства, контролирующего наличие колебаний и фиксирующего порог кавитации, использовали осциллограф типа С1-94. Обнаружено, что после воздействия ультразвуком в течение 3-4 мин, при мощности колебаний выше порога кавитации (примерно 200 Вт на 100 см³ расплава), кристаллизовавшиеся сплавы заметно повышали механические свойства. Например, свинцовый сплав, содержащий мас. % 3,236 сурьмы, 0,353 олова, 0,132 мышьяка, после ультразвуковой кавитационной обработки показывал увеличение временного сопротивления деформации (предела прочности на разрыв) σ_b от 27,62 до 38,40 Н/мм², а относительного удлинения δ - от 3,65 до 7,25%. А свинцовый сплав, содержащий мас.% 0,280

олова, 0,090 кальция, 0,012 алюминия, после ультразвуковой кавитационной обработки демонстрировал увеличение σ_b от 35,90 до 42,20 Н/мм², а δ – от 18,60 до 24,30%. В процессе обработки наблюдалось всплывание неметаллических включений на поверхность расплава в виде пленки зеленовато-бурого оттенка, которую удаляли шумовкой. Анализ на содержание элементов, проведенный на оптическом эмиссионном спектрометре ARL 3460, подтвердил наличие в пленке окислов свинца и окислов легирующих элементов. Так что, увеличение прочности и пластичности сплавов, вероятно, произошло за счет удаления из него неметаллических включений, главным образом, окислов свинца и окислов легирующих элементов – олова, сурьмы, мышьяка, кальция.

Заключение

1. Эффективность использования гидродинамической кавитации подтверждена разработками способов и устройств по интенсификации промышленных технологий:

- гидросбива окислы при прокатном производстве металла;

- очистке различных поверхностей от ржавчины, загрязнений, заусенец в машиностроении;

- эмульгирования жидкостей и диспергирования в химической промышленности;

- в горнодобывающей отрасли – для интенсификации процессов бурения и расширения диаметра обсадных труб, раскольматации скважин, гидроимпульсного рыхления выбросоопасных угольных пластов.

2. Кавитационный генератор, обладает рядом преимуществ перед другими техническими средствами волнового воздействия:

- простота изготовления, отсутствие подвижных частей, дополнительных источников энергии и передачи колебаний жидкости на насос;

- конструкция кавитационного генератора органично вписывается в существующее оборудование и позволяет интенсифицировать техпроцессы при более низких удельных энергозатратах.

3. Показано, что кавитационные процессы, возбуждаемые ультразвуком мощностью выше порога их возникновения, повышают механические характеристики литейных свинцовых сплавов, применяемых в аккумуляторном производстве.

Литература

1. Pilipenko, V.V. Cavitation self-oscillations intensify technological processes [Text] / V.V. Pilipenko, I.K. Man'ko, V.A. Zadontsev // *Proceedings of a Fluid Dynamics Panel Workshop*. – Kiev, Ukraine. Report 827, 1998, – P. 32-1 – 32-4.

2. *Hydrodynamic cavitation in energy-saving technological processes of mining sector [Text] / Y. Zhulay, V. Zberovskiy, A. Anglovskiy, I. Chugunkov // Geomechanical Processes During Underground Mining Taylor & Francis Group, London, 2012. – P. 51 – 56.*

3. Пат. 87038 Україна, МПК E21F 5/02. Пристрій для гідроімпульсного впливу на вугільний пласт [Текст] / Л.М. Васильєв, Ю.О. Жулай, В.В. Зберовський, П.Ю. Моїсєнко, М.Я. Трохимец; заявник і патентовласник Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. – № a200710209; заявл. 13.09.2007; опубл. 10.06.2009, Бюл. № 11. – 4 с.

4. А.с. 504444 СССР, МКИ В 06 В 1/18. Генератор колебаний давления воды [Текст] / В.В. Пилипенко, В.А. Задонцев, И.К. Манько, Н.И. Довгоцько, В.А. Дрозд (СССР). – № 1782997; заявл. 06.05.1972; опубл. 05.02.1976, Бюл. № 9. – 4 с.

5. Пилипенко, В.В. Кавитационные автоколебания: моногр. [Текст] / В.В. Пилипенко. – К.: Наук. думка, 1989. – 316 с.

6. Жулай, Ю.А. Гидродинамическая кавитация в технологических процессах приготовления тонкодисперсных систем [Текст] / Ю.А. Жулай, Н.А. Дзоз // Дисперсные системы. Материалы XXIV науч. конф. стран СНГ 20-24 сентября 2010. – Одесса, 2010. – С. 115 – 116.

7. Воздвиженский, В.М. Литейные сплавы и технология их плавки в машиностроении [Текст]: учеб. пособие для машиностроительных вузов / В.М. Воздвиженский, В.А. Грачев, В.В. Спасский. – М.: Машиностроение, 1984. – 432 с.

8. Физика и техника мощного ультразвука. Физические основы ультразвуковой технологии. Т. 3. [Текст] / под. общ. ред. Л.Д. Розенберга. – М.: Наука, 1970. – 689 с.

Поступила в редакцию 18.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Н.Е. Калинина, Днепропетровский национальный университет им. О. Гончара, Днепропетровск.

КАВИТАЦІЯ ЯК ЗАСІБ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ. ДОСВІД ЗАСТОСУВАННЯ Й ПЕРСПЕКТИВИ (ОГЛЯД)

Ю.О. Жулай, В.Ю. Скосарь

Виконано короткий огляд по інтенсифікації технологічних процесів і зниженні питомого енергоспоживання в різних галузях промисловості з використанням ефектів гідродинамічної й ультразвукової кавітації. Як пристрій, що реалізує режим гідродинамічної кавітації, розглядається відома в системі регулювання ракетного двигуна трубка Вентурі спеціальної геометрії, що одержала назву кавітаційний генератор коливання тиску рідини. Він перетворює стаціонарний потік технологічної рідини в дискретно-імпульсний і має простоту виготовлення, відсутність рухливих частин і передачі коливань тиску рідини на насос, не вимагає додаткових джерел енергії й органічно вписується в існуюче встаткування.

Ключові слова: енергоефективні технології, кавітаційний генератор коливання тиску рідини, періодично-зривна кавітація, гідроімпульсний вплив, вібронавантаження, ультразвук.

HYDRODYNAMIC CAVITATION AS A TOOL TO INTENSIFY PRODUCTION PROCESSES. XPERIENCE OF USAGE AND PROSPECTS (REVIEW)

Yu.A. Zhulay, V.Yu. Skosar

Intensification of production processes and reduction of energy intensity in various industries have been reviewed using effects of hydrodynamic and ultrasound cavitation. A specially shaped Venturi tube, famous in the system of rocket engine control, named as a cavitation oscillator of fluid pressure is considered as a means to fulfill a mode hydrodynamic cavitation. It transforms steady-state flow of the production process fluid into discrete-pulse flow and features a simplicity in manufacture, has no moving parts and transmission of fluid oscillations on a pump; besides it does not require any extra sources of energy and is well assembled inscribed organically into current equipment.

Key words: power-efficient technologies, cavitation oscillator of fluid pressure, periodically-stall cavitation, hydroimpulsive effect, vibrational loading, ultrasound.

Жулай Юрій Алексеевич – вед. науч. сотр. Института транспортных систем и технологий НАН Украины, Днепропетровск, Украина, e-mail: zhulay@westa-inter.com.

Скосарь Вячеслав Юрьевич – ст. науч. сотр. Института транспортных систем и технологий НАН Украины, Днепропетровск, Украина, e-mail: svu@westa-inter.com.

УДК 621.924.91:621.452.3-226.3

Т.П. НАБОКИНА, А.В. ГАЙДАЧУК, А.М. ГРУШЕНКО

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОЧИСТКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИМ МЕТОДОМ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ЛОПАТОК ГТД

Приведены результаты исследований состояния внутренней поверхности реторт и технологической оснастки для электрохимического нанесения жаростойких и износостойких покрытий на лопатки ГТД после их обработки термогазодинамическим методом. Доказана возможность эффективной очистки оборудования от накопленных наслоений, которые ухудшают качество нанесения покрытий в последующих технологических циклах. Установлено, что шаржирование поверхности при воздействии на нее высокоскоростного гетерогенного потока «газ-электрокорунд» существенно зависит от угла его натекания, а скорость удаления покрытий зависит от фракций электрокорунда.

Ключевые слова: термогазодинамическая очистка, гетерогенные потоки, электрокорунд, элементный состав, шаржирование поверхности.

Введение

В процессе нанесения на лопатки жаростойких и износостойких покрытий электрохимическим методом на внутренней поверхности реторты и технологической оснастки происходит накопление (наслоение) сложных химических соединений неконтролируемого состава. При последующей загрузке (садке) сублимация и контакт этих соединений с основными применяемыми реагентами приводит к дефектам наносимых покрытий. В связи с этим необходимо полное удаление образовавшихся наслоений после 5-7 «садов».

В установившемся технологическом процессе реторту и оснастку очищают струйно-абразивным методом с применением нормального электрокорунда фракцией марки F20 по ТУ 4302-00-222226-016-93. Высокая твердость наслоений, их существенная толщина, адгезионная прочность, а также диффузионное внедрение элементов и химических соединений в основной материал реторты и оснастки, не дают желаемого результата от очистки и обеспечивают лишь кратковременный результат по бездефектному нанесению покрытий.

Эффективное удаление таких наслоений возможно при существенно больших энергиях соударения частиц абразивного материала с обрабатываемой поверхностью. Повышение кинетической энергии частиц возможно за счет увеличения скорости несущей газообразной фазы гетерогенного потока. Это возможно обеспечить путем увеличения его начальной энтальпии. Таким образом, речь идет о

создании технологии очистки оборудования, основанной на применении генераторов сверхзвуковых высокотемпературных газовых струй со сверхкритическим истечением продуктов сгорания, которые имеют характерную скорость до 1500 м/с, а скорость абразивных частиц при этом составит 600-800 м/с [1, 2].

1. Постановка задачи исследования

Решение проблемы ресурса авиационных двигателей во многом связано с повышением ресурса компрессорных и турбинных лопаток в условиях интенсивного абразивного и термического воздействий соответственно. Нарушение технологического процесса электрохимического нанесения износостойких и термостойких покрытий приводит к их характерным дефектам. Как показали наблюдения, полная очистка технологического оборудования со снятием не только накопленных наслоений, но и диффузионного слоя, насыщенного посторонними химическими элементами, обеспечивает заданное качество покрытий. Применение нетрадиционных в данной области, но хорошо известных методов термогазодинамической очистки сверхзвуковыми гетерогенными потоками [3] требует дополнительных исследований.

Во-первых, необходимо экспериментальное определение скорости удаления (резания) наслоений и самого материала реторты в зависимости от фракционного состава и вида применяемого абразивного материала, угла натекания гетерогенного потока и

расстояния среза сверхзвукового сопла от обрабатываемого объекта.

Во-вторых, необходим всесторонний элементный анализ состояния поверхности после обработки, с целью определения полноты удаления наслоений и диффузионного слоя.

В-третьих, необходим анализ внедрения (шаржирования) частиц абразивного материала в материал технологического оборудования в процессе очистки.

2. Решение проблемы

Экспериментальные исследования осуществлялись на контрольных образцах технологической оснастки для закрепления лопаток внутри реторты, которые имели аналогичные по своему составу и толщине наслоения, что и на внутренней поверхности реторты.

В качестве генератора сверхзвуковых гетерогенных потоков использовался очиститель, разработанный в НИИ «Энергия» ХАИ, который обеспечивал скорость истечения несущего потока в диапазоне 1500 – 1600 м/с, что примерно соответствовало скорости разгона абразивных частиц 600 – 800 м/с [1].

Скорость снятия поверхностного слоя определялась на основании измерения времени очистки и результатов микрометрических измерений линейных размеров образцов.

Определение элементного состава обработанной поверхности осуществлялось на электронно-растровом микроскопе РЭМ-106.

Результаты предварительных исследований 3 образцов (рис. 1) до обработки показали: один из образцов имеет насыщенный серый цвет, отличающий его от остальных двух образцов.

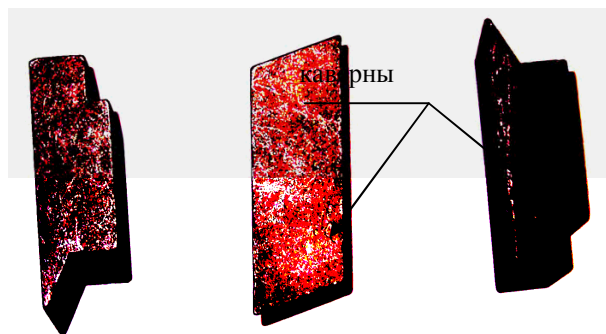


Рис. 1. Образцы до обработки сверхзвуковым гетерогенным потоком

Изучение элементного состава его поверхности показало, что данный образец участвовал в процессе алитирования. Два из трех образцов имеют каверны, образовавшиеся аналогично дефектам по-

крытия на лопатках. Были измерены средние глубины этих каверн с помощью микрометрического приспособления. Они составили от 0,04 до 0,09 мм. Достаточно очевидно, что глубина каверн примерно равна толщине «паразитных» наслоений на поверхности образцов. Последнее предположение подтверждается элементным составом поверхностей дна кратера каверны и его основания (рис. 2, 3).

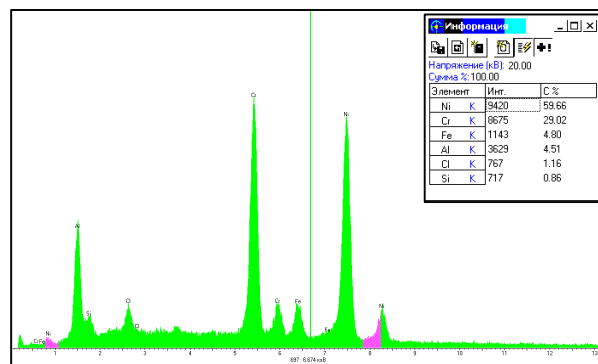


Рис. 2. Элементный состав поверхности образца по дну каверны

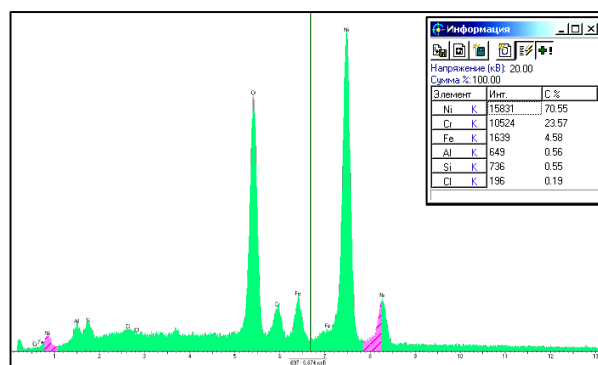


Рис. 3. Элементный состав поверхности образца по покрытию

Полученные предварительные результаты позволили определить требуемую толщину снятия покрытия и основного металла в диапазоне 0,2...0,3 мм для достижения гарантированного удаления «паразитного» и диффузионного слоев.

Обработка образцов осуществлялась тремя различными видами абразива-электрокорунда фракциями: 300, 170, 60 – 90 мкм. Обработка производилась в ручном режиме с фиксацией углов натекания гетерогенного потока 90 и 45°. Расстояние от обрабатываемой поверхности до среза сверхзвукового сопла выдерживалось в диапазоне 10-12 калибров сопла.

Толщины удаленного слоя покрытия для различных абразивов и пяти образцов сведены в табл. 1, 2.

Расчет скорости снятия покрытий показал, что для крупного абразива она примерно в 2 раза ниже,

чем для более мелких абразивов с той же твердостью по Моосу (7-8 единиц).

Таблица 1

Результаты микрометрических измерений линейных размеров образцов до и после обработки абразивом фракцией 300 мкм (время обработки 40 с)

№ образца	Фронтальный размер		Боковой размер	
	до обработки, мм	после, мм	до обработки, мм	после, мм
1	17,86	17,41	20,55	20,44
2	17,84	17,44	20,65	20,42
3	17,86	17,36	20,54	20,29

Таблица 2

Результаты микрометрических измерений толщины удаленного слоя для абразивов фракций 170 мкм (светлый абразив) и 60-90 мкм (темный абразив)

№ замера	Светлый абразив			Темный абразив		
	«понижение» после обработки, мм		Время обработки, с	«понижение» после обработки, мм		Время обработки, с
	Образец №4	Образец №5		Образец №4	Образец №5	
1	0,15	0,2	7	0,41	0,33	15
2	0,13	0,17		0,7	0,62	
3	0,19	0,18		0,6	0,62	

Микроскопические исследования состояния поверхности образцов после обработки показали, что процесс удаления наслоений представляет собой совокупность элементарных процессов резания отдельными частицами со всеми характерными для этого процесса особенностями – заусенцы, треки от частиц на поверхности (рис. 4 – 6).

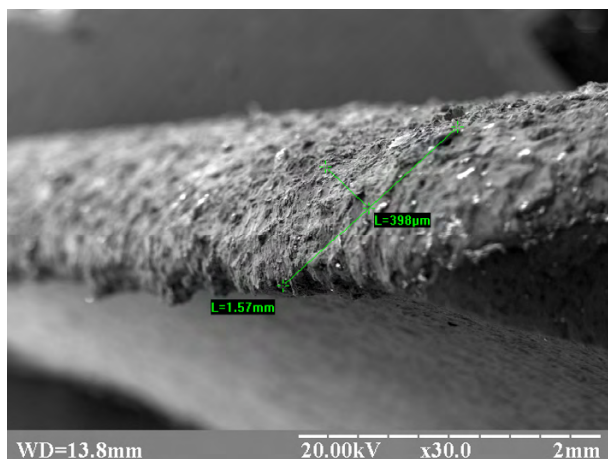


Рис. 4. Заусенцы на торцевой поверхности при обработке абразивом фракции 300мкм

Обтекание плоской грани образца гетерогенным потоком образует на ортогональной грани по направлению движения потока характерные для механической резки заусенцы.

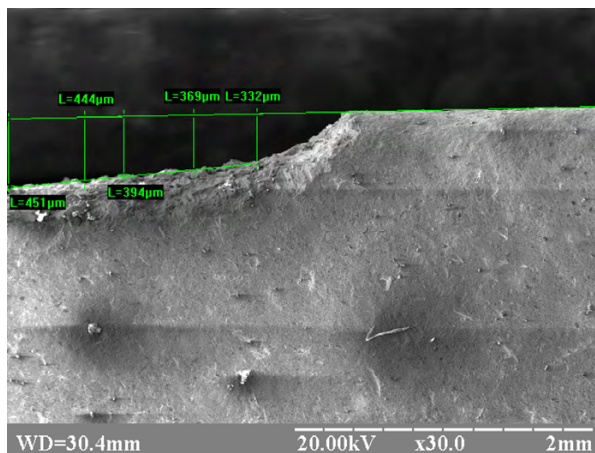


Рис. 5. Обтекание ортогонального уступа гетерогенным потоком приводит к образованию галтели до уступа (уступ образован приспособлением для фиксации образца, на рисунке не показан)

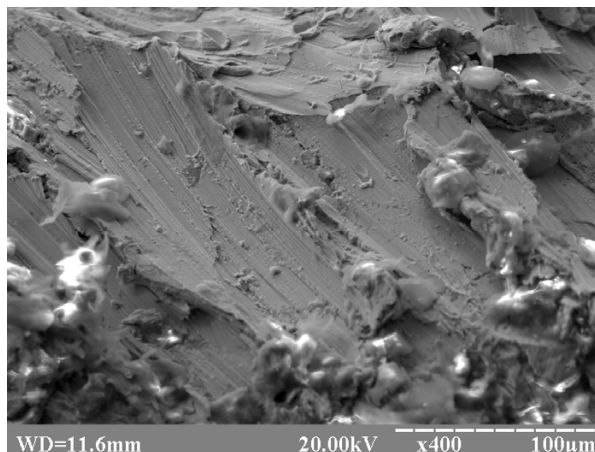


Рис. 6. Направленные бороздки от режущего воздействия электрокорунда

Характерная ширина образовавшихся бороздок составляет примерно 0,25-0,4 размера режущих частиц электрокорунда. Эта ширина физически равна их глубине и определяет шероховатость поверхности после обработки.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о целесообразности применения для очистки технологического оборудования мелких абразивов – скорость обработки при этом увеличивается, а шероховатость поверхности уменьшается.

Последнее влияет на число допустимых обработок реторт.

Анализ шаржирования поверхности оборудования после обработки проводилось путем микроскопических исследований и исследований эле-

ментного состава поверхностей. При обработке варьировались углы натекания гетерогенной струи (45° ; 90°) и типы применяемых абразивов (крупной фракции 300 мкм и мелкой 60 – 90 мкм).

Установлено, что при натекании потока под углом 45° шаржирование поверхности практически не происходит (рис. 7) и наоборот, при ортогональном натекании шаржирование может достигать 30% обработанной площади (рис. 8).

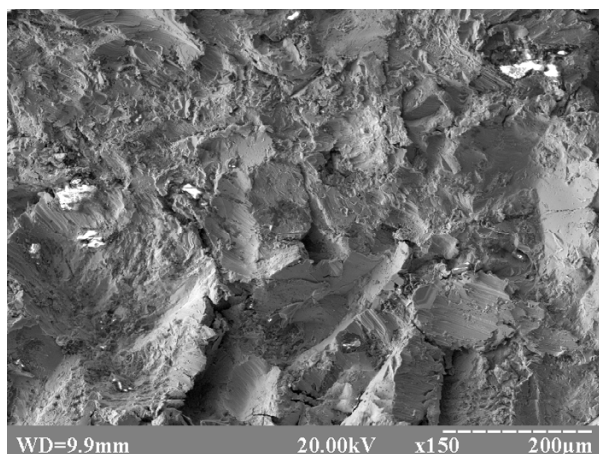


Рис. 7. Отсутствие шаржирования при боковом натекании под углом 45°

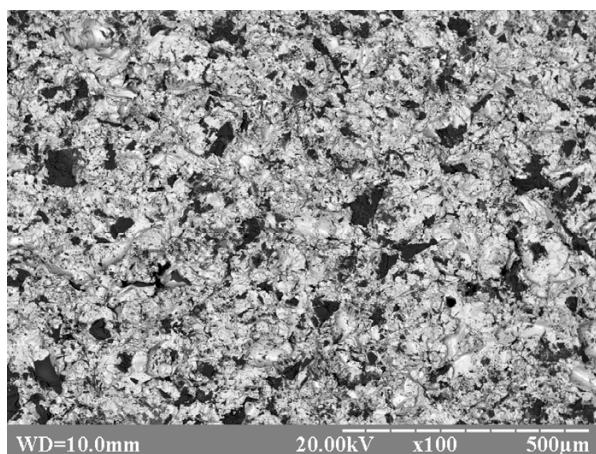


Рис. 8. Шаржирование при ортогональном натекании

Полученный результат позволяет сделать вывод о необходимости проводить обработку оборудования под углами не более 45° .

При этом тип применяемого абразива из числа испытываемых не играет существенной роли в шаржировании поверхности.

Элементный состав поверхности обработанных образцов при снятии примерно 0,05...0,1 мм основного материала оборудования показал, что при этом гарантированно удаляются химические элементы, диффундированные в атомарную структуру материала реторты (рис. 9).

Такой вывод можно сделать, сравнив элементный состав контрольного образца материала реторт с элементным составом обработанной поверхности, который представлен на рис. 9.

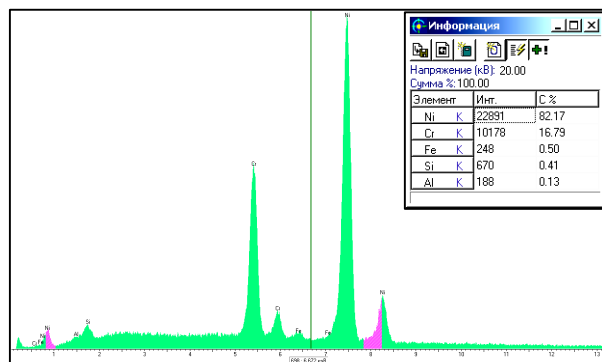


Рис. 9. Элементный состав поверхности обработанных образцов

Заключение

Исследования показали.

1. Предложенный метод термогазодинамической очистки сверхзвуковыми гетерогенными потоками показал свою эффективность.
2. Применение мелких абразивов на основе электрокорундов предпочтительнее при очистке технологического оборудования.
3. Углы натекания гетерогенного потока примерно в 45° обеспечивают практическое отсутствие нежелательного эффекта шаржирования очищаемой поверхности.
4. Предложенный метод очистки позволяет удалять с поверхности технологического оборудования не только нежелательные с точки зрения технологии обработки лопаток покрытия, но и диффузионный слой, который может существенно влиять на качество последующих технологических процессов.
5. Выполненные исследования показали, что на их основе может быть создан механизированный комплекс для очистки реторт в процессе их эксплуатации, что в свою очередь позволит повысить качество наносимых износостойких и жаростойких покрытий.

Литература

1. Кисель, В.М. Сверхзвуковая струя [Текст] / В.М. Кисель, Ю.И. Евдокименко, В.Х. Кадыров // Деньги и технологии. – 2000. – № 3(5). – С. 52 – 55.
2. Гайдачук, А.В. Расчет параметров мотокомпрессорных воздушно-реактивных двигателей технологического назначения [Текст] / А.В. Гайдачук, А.М. Грушенко, Т.П. Набокина // Авиационно-

космическая техника и технология. – 2010. – № 8 (75). – С. 7 – 10.

3. Использование сверхзвуковых технологических установок для повышения эффективности

коррозионной защиты трубопроводов [Текст] / А.В. Воронцовский, С.А. Сучков, Н.В. Ширяева и др. // Безопасность трубопроводов: докл. Междунар. конф. – М., 1997. – Т. 6. – С. 20 – 27.

Поступила в редакцию 25.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры С.С. Добротворский, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОЧИЩЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИМ МЕТОДОМ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ ЛОПАТОК ГТД

Т.П. Набокіна, О.В. Гайдачук, О.М. Грушенко

Наведено результати досліджень стану внутрішньої поверхні реторт і технологічного оснащення для електрохімічного нанесення жаростійких і зносостійких покриттів на лопатки ГТД після їх обробки термогазодинамічним методом. Доведено можливість ефективного очищення обладнання від накопичених нашарувань, які погіршують якість нанесення покриттів в наступних технологічних циклах. Встановлено, що шаржування поверхні при впливі на неї високошвидкісного гетерогенного потоку "газ-електрокорунд" істотно залежить від кута його натікання, а швидкість видалення покриттів залежить від фракцій електрокорунду.

Ключові слова: термогазодинамічне очищення, гетерогенні потоки, електрокорунд, елементний склад, шаржування поверхні.

INCREASE OF TECHNOLOGICAL EQUIPMENT CLEANING EFFICIENCY OF THERMOGAS DYNAMIC METHOD AT PRODUCTION OF GTE SHOULDER-BLADES

T.P. Nabokina, O.V. Gaydachuk, O.M. Grushenko

The results of researches of the state of retorts internal surface and technological rigging are resulted for the electrochemical causing of heat-resistant and wearproof coverages on the shoulder-blades of GTU after their treatment a thermogas dynamic method. Possibility of the effective cleaning of equipment is well-proven from the accumulated stratifications which worsen quality of overcoating in subsequent technological cycles. It is set that caricaturing of surface at affecting it of high-speed heterogeneous stream «gas-electro-corundum» substantially depends on the corner of his accumulating, and speed of delete of coverages depends on factions of electro-corundum.

Key words: thermogas dynamic cleaning, heterogeneous streams, electro-corundum, element composition, caricaturing of surface.

Набокіна Татьяна Петровна – инженер 1 кат. кафедры ракетно-космических двигателей и энергетических установок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: tnabokina@ukr.net.

Гайдачук Александр Витальевич – д-р техн. наук, проф., проректор по научной работе, зав. кафедры ракетно-космических двигателей и энергетических установок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: a.gaydachuk@khai.edu.

Грушенко Александр Михайлович – канд. техн. наук, доцент кафедры ракетно-космических двигателей и энергетических установок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aagrushenko@mail.ru.

УДК 621.763:621.74.043

Л.П. КЛИМЕНКО, В.І. АНДРЕЄВ, Л.М. ДИХТА, О.Ф. ПРИЩЕПОВ

Чорноморський державний університет ім. Петра Могили, Миколаїв, Україна

ТЕРМОІЗОЛЯЦІЙНІ ПОКРИТТЯ РОБОЧОЇ ПОВЕРХНІ ПОРИСТИХ ЛИВАРНИХ КОКІЛІВ ДЛЯ ЛИТТЯ ГІЛЬЗ ЦИЛІНДРІВ ДВЗ

В роботі досліджувались технологічні варіанти отримання покриттів (теплоізолюючого матеріалу) методом іонно-плазмового запилення і нанесенням карбідтитанового покриття TiC, та проводиться оцінка властивостей покриттів в залежності від режимів. В роботі відпрацьовано технологію нанесення та вивчено властивості карбідтитанового покриття TiC. Авторами проведено оцінку впливу карбідтитанового покриття TiC, нанесеного методом газофазного осадження на знос та стійкість робочої поверхні пористих вставок комбінованих ливарних кокілів. Карбідтитанове покриття TiC наносилось на зразки пористих вставок комбінованих ливарних кокілів газофазним осадженням на спеціальній установці. Отримання карбідтитанового покриття, нанесеного методом газофазного осадження проводиться при пониженому тиску (10^{-1} Па) і температурі близько 1000°C титанового порошку з парами чотирихлорного вуглецю.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання, гільза циліндру, відцентрове литво, виливниця відцентрового лиття, теплоізолюючі матеріали, іонно-плазмове напилення, карбідтитанове покриття.

Вступ

У ливарному комплексі двигунобудівних заводів більшість гільз циліндрів отримують відцентровим литвом, а як матеріал виливниці використовується сірий чавун марок СЧ20, СЧ25. Він має задовільні теплофізичні властивості, що зберігаються при підвищених температурах, але параметри теплопровідності, теплоємності і умови змочування чавуну розплавом не дозволяють використовувати ці форми без коштовного теплоізоляційного покриття [1].

1. Формулювання проблеми

Робоча поверхня відцентрового ливарного кокілю та торцева чавунна кришка підлягають інтенсивному, переважно конвективному, нагріванню й пасивному природному охолодженню. Періодичність термічних циклів – 9...11 хвилин. Температура металу, що заливається, становить $1320...1350^{\circ}\text{C}$, заготівля витягається при $520...620^{\circ}\text{C}$.

Для стабілізації металевієї структури майбутньої гільзи циліндра авторами запропонована виливниця відцентрового лиття, яка має двошарову футерівку з теплоізолюючих матеріалів, причому перший шар, виконаний зі спресованого губчатого титану, який зменшує швидкість охолодження виливка, а другий – з теплоізолюючого матеріалу [2, 3]. Сплави на основі титану мають в 4...6 разів меншу теплопровідність у порівнянні із чавунами, а спресована титанова губка ще менш теплопровідна. Створюючи різну пористість губчатого титану ви-

ливниці (торцевої кришки) й регулюючи її теплопровідність, можна управляти усередненою швидкістю затвердіння розплаву при формуванні затвердлого виливка й, відповідно, процесами структуроутворення: впливати на розташування й розмір включень графіту, організовувати утворення міждендритного графіту, управляти розміром евтектичних зерен. Пористе облицювання може забезпечувати поверхневе модифікування, мікролегування деталей й істотно впливати на їхні службові властивості [4].

2. Дослідна частина

Дослідна партія задніх кришок виготовлялася на пресі Р-50 з 70% мас. відсіву губчатого титану марки ТГ-ТВ (ГОСТ 17746-79) і 30% мас. порошку титану марок ТГ-90 фракційної сполуки – 630...+500 мкм. Безпосереднім об'єктом досліджень були задні торцеві кришки ($\varnothing$ 110 мм) горизонтальних відцентрових виливниць, які використовувалися для лиття гільз циліндрів двигунів ІЖЮ, К-125. Розміри виливків: довжина 310 мм, зовнішній $\varnothing$ 85 мм, внутрішній $\varnothing$ 48 мм. Кришки були отримані шляхом механічної обробки циліндричних заготівель, які, у свою чергу, пресувалися гідродинамічним способом з наступним спіканням у середовищі аргону при температурі 800°C протягом 1,5 години. Одержувані заготівлі мали пористість 27...29% ($P=0,27...0,29$).

Значна площа контакту поверхні торцевих кришок з навколишнім повітрям і розплавленим металом інтенсифікує високотемпературні фізико-хімічні взаємодії повітря й спресованого титану. На

зламів кришки, яка відстояла на ливарному конвеєрі понад 500 заливань можливо розгледіти температурні перетворення в структурі пористого спресованого титану у вигляді різнокольорових смуг, що представляють окисні шари різної концентрації та різного вмісту нітридів або оксидів титану (рис. 1).



Рис. 1. Торцева кришка та злам задньої торцевої кришки Ø 110 мм. відцентрового кокілю після 500 заливань чавуну СЧ 20

3. Аналіз отриманих результатів

В роботі досліджувались два технологічні варіанти отримання покриттів.

Метод іонно-плазмового напылення та оцінка властивостей покриттів в залежності від режимів конденсації [5, 6]. Покриття (Ti - Zr) N наносились на зразки пористих вставок комбінованих ливарних кокілів на установці «Булат-3Т». Випаровування матеріалів проводили в середовищі очищеного азоту одночасно з двох катодів: перший – титан 1-0, другий – цирконій Е-110П. Пластины розміщувались на барабані, що обертається перпендикулярно іонно-плазмовому потоку на відстані 240 мм від поверхні випарників.

Постійні параметри режиму іонно-плазмового нанесення покриттів: напруга на підшарку – 1100 В; тиск газу при очистці у тліючому розряді – 1 Па; струм дуги випарника матеріалу катоду (ВТ-1-0) – 90 А; струм дуги випарника матеріалу катоду (Е-110П) – 130 А; температура нагріву підшарку – 300°C; час осадження – 45 хв. Змінними параметрами режиму були опорна напруга підшарку та тиск азоту в камері при осадженні. Кількість можливих варіантів конденсації складала 9.

Оцінку властивостей покриттів виконували по величині мікротвердості, виміряної в перетині косо-го шліфа при навантаженні на індентор 1Н. Додаткова інформація про мікроструктуру шару та стан поверхні отримана за допомогою оптичного мікроскопу «Неофот - 21» і електронного мікроскопу Stereoscan. Мікротвердість шару конденсату (Ti - Zr) N в залежності від величини опорної напруги і тиску азоту представлена в табл. 1.

Таблиця 1

Мікротвердість покриття (Ti - Zr) N, ГПа

Тиск азоту, 10^{-1} Па	Опорна напруга, В		
	100	140	180
2-3	Варіант 1	Варіант 2	Варіант 3
	24,0	22,4	21,9
4-5	Варіант 4	Варіант 5	Варіант 6
	22,4	21,8	21,5
6-7	Варіант 7	Варіант 8	Варіант 9
	21,0	21,5	21,8

За експериментальними результатами побудовано графік, що відображає залежність мікротвердості покриттів (Ti - Zr) N від тиску азоту при постійній опорній напрузі та залежності мікротвердості покриття (Ti - Zr) N від опорної напруги при постійному тиску газу (рис. 2).

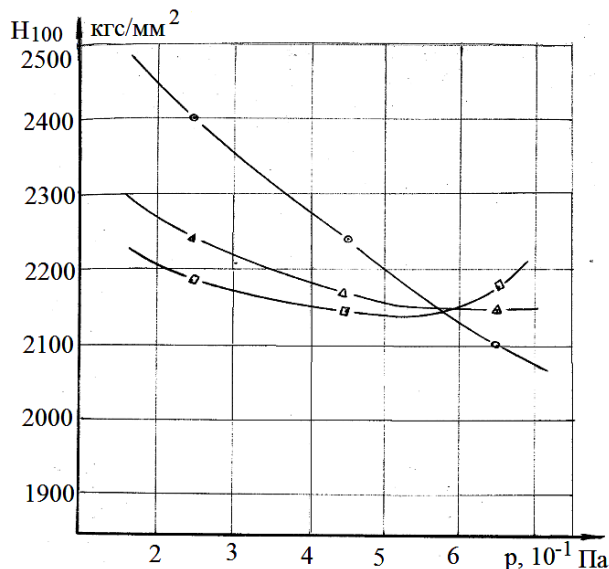


Рис. 2. Залежність мікротвердості покриттів (Ti - Zr) N від тиску азоту при опорній напрузі на підшарку: θ - 100 В; Δ - 140 В; Ξ - 180 В

З цього можна зробити висновок, що мікротвердість композиційного покриття (Ti - Zr) N не однакова в усьому діапазоні досліджуваних режимів конденсації. Вона змінюється від мінімального 21,0 ГПа до максимального 24,0 ГПа. Найбільш круто падає характеристика мікротвердості при

тиску азоту $(2-3) \cdot 10^{-1}$ Па від 24,0 до 21,9 ГПа і при напрузі 100 В від 24,0 до 21,0 ГПа. При середніх значеннях параметрів режиму зниження мікротвердості незначне від 22,4 до 21,5 ГПа, а при максимальних вона може навіть трохи підвищуватись. Максимальному значенню мікротвердості 24,0 ГПа відповідає режим конденсації при напрузі 100 В і тиску азоту $(2-3) \cdot 10^{-1}$ Па. Для всіх варіантів характерним є отримання рівних, достатньо щільних шарів, пори та значні включення відсутні.

Вплив карбідотитанового покриття TiC, нанесеного методом газозфазного осадження на стійкість робочій поверхні пористих вставок комбінованих ливарних кокілів. Карбідотитанове покриття TiC наносилось на зразки пористих вставок комбінованих ливарних кокілів газозфазним осадженням на спеціальній установці, що відрізняється простотою та вибухобезпечністю.

Сутність методу полягає у взаємодії при пониженому тиску (10^{-1} Па) і температурі близько 1000°C титанової губки чи титанового порошку з парами чотирихлорного вуглецю, в результаті чого утворюються хлориди титану, які взаємодіють з вуглецем, утворюючи карбід титану. Великий вплив на структуру та властивості покриттів мають азот, водень, кисень, які зазвичай скріплюють шари, що утворюються, та знижують міцність їх зчеплення з підшарком. Результати дослідів з оцінки залежності стійкості T від швидкості теплового впливу при зустрічному навантаженні термоізоляційних покриттів пористого кокілю V ($20^{\circ}\text{C}/\text{c}$) та V ($40^{\circ}\text{C}/\text{c}$) представлено на рис. 3 та рис. 4. У зв'язку з цим, досить перспективно здійснювати процес в замкнутому реакційному просторі, де практично немає водню, що дозволяє використовувати CCl_4 в якості вуглевмісної речовини.

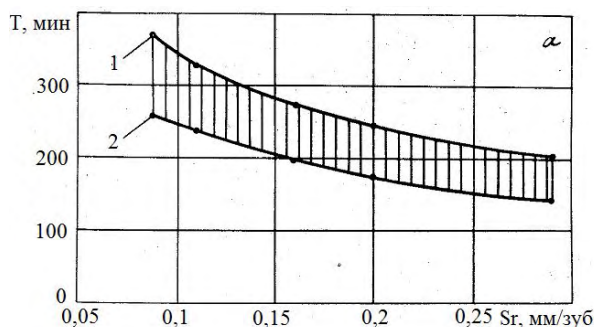


Рис. 3. Залежність стійкості T від швидкості теплового впливу V ($20^{\circ}\text{C}/\text{c}$) при зустрічному навантаженні термоізоляційних покриттів пористого кокілю:

1 – з покриттям TiC-TiN; 2- з покриттям TiC

Вакуумне напилювання - перенос часток речовини, що напилюється від джерела (місця його пе-

рекладу в газову фазу) до поверхні деталі здійснюється по прямолінійних траєкторіях при вакуумі 10^{-2} Па й нижче (вакуумний випар) та шляхом дифузійного й конвективного переносу в плазмі при тисках 1 Па (катодне розпилення) та 10^{-1} Па (магнетронне й іонно-плазмове розпилення). Утворення необхідних для нанесення карбідних покриттів галогенідів відбувається в результаті взаємодії порошку металу з хлором, що виділився при дисоціації CCl_4 .

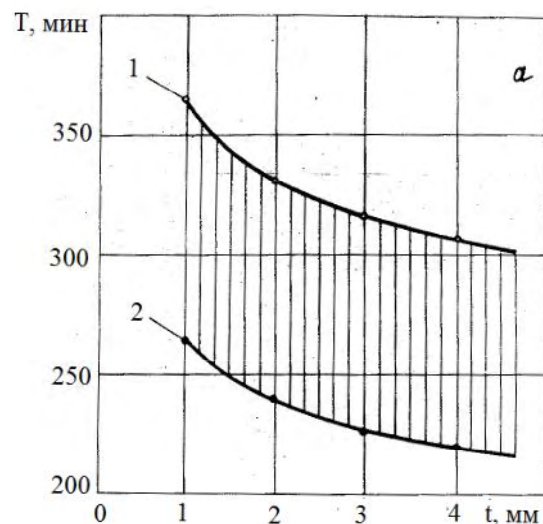


Рис. 4. Залежність стійкості T від швидкості теплового впливу V ($40^{\circ}\text{C}/\text{c}$) при зустрічному навантаженні термоізоляційних покриттів пористого кокілю:

1 – з покриттям TiC-TiN; 2- з покриттям TiC

Висновки

1. Актуальною залишається задача стійкості матеріалу ливарних форм при відцентровому литті чавунних гільз циліндрів.

2. Запропонована виливниця відцентрового лиття з двохшаровою футеровкою з теплоізолюючих матеріалів та розглянуті два технологічні варіанти отримання карбідотитанових та титанонітридних покриттів поверхні.

3. Для отримання покриттів з переважним вмістом фази TiN, осадження необхідно проводити іонно-плазмовим напиленням при тисках $(2-3) \cdot 10^{-1}$ Па і опорній напрузі 140 – 180 В.

4. Отримання карбідотитанового покриття, нанесеного методом газозфазного осадження проводиться при пониженому тиску (10^{-1} Па) і температурі близько 1000°C титанового порошку з парами чотирихлорного вуглецю.

Література

1. Андреев, В.И. Алгоритм технологического процесса литья заготовок гильз цилиндров ДВС с

повышенной озносостойкостью [Текст] / В.И. Андреев // Наукові праці. Серія: Техногенна безпека. – 2007. – Вип. 60, Т. 73. – С. 51–56.

2. Пористые проницаемые материалы: [Текст]: справ. / под ред. С.В. Белова. – М.: Металлургия, 1987. – 332 с.

3. Пат. 54016 Україна. МПК (2009) B22D 13/00. Виливниця для відцентрового лиття [Текст] / Клименко Л.П. (UA); Андреев В.И. (UA); Прищепов О.Ф. (UA); Голдун В.Ю. (UA); Заявник та патентовласник Чорноморський державний університет ім. Петра Могили (UA). – № u201004671; заявл. 20.04.2010; надрук. 25.10.2010, Бюл. 20. – 2 с.

4. On thermodynamic parameters appropriate choice for improvement of hollow cylindrical casting's fabrication practice under centrifugal casting [Text] / V. Andreev, L. Klimenko, Y. Kondratenko, L. Dykhta, O. Prichtchepov // Archives of foundry. – Katowice – Gliwice: Foundry Commission Polish Academy of Science. – 2006. – Vol. 6, № 18(2/2). – P. 289-294.

5. X-Ray diffraction data cards. [Text] // Committee of chemical analysis by X-Ray diffraction methods. – Philadelphia: ASTM, 1975. – 120 p.

6. Сплавы Ti с особыми свойствами: сб. статей Института металлургии АН УССР. – М.: Наука, 1982 – 173 с.

Поступила в редакцию 27.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.П. Кондратенко, Чорноморський державний університет ім. П. Могили, Миколаїв.

ТЕРМОИЗОЛЯЦИОННЫЕ ПОКРЫТИЯ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ПОРИСТЫХ ЛИТЕЙНЫХ КОКИЛЕЙ ДЛЯ ЛИТЬЯ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ ДВС

Л.П. Клименко, В.И. Андреев, Л.М. Дыхта, О.Ф. Прищепов

В работе исследовались технологические варианты получения покрытий (теплоизолирующего материала) методом ионно-плазменного опыления и нанесением карбидотитанового покрытия TiC, и проводится оценка свойств покрытий в зависимости от режимов. В работе отработана технология нанесения и изучены свойства карбидотитанового покрытия TiC. Авторами проведена оценка влияния карбидотитанового покрытия TiC, нанесенного методом газофазного осаждения на износ и стойкость рабочей поверхности пористых вставок комбинированных литейных кокилей. Карбидотитановое покрытие TiC наносилось на образцы пористых вставок комбинированных литейных кокилей газофазным осаждением на специальной установке. Получение карбидотитанового покрытия, нанесенного методом газофазного осаждения проводится при сниженном давлении (10^{-1} Па) и температуре около 1000°C титанового порошка с парами четыреххлорного углерода.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, гильза цилиндра, центробежное литье, изложница центробежного литья, теплоизолирующие материалы, ионно-плазменное напыление, карбидотитановое покрытие.

THERMO-INSULATION COVERAGES OF WORKING SURFACE OF POROUS CASTING FORMS ARE FOR CASTING OF SHELLS OF CYLINDERS OF ENGINES

L.P. Klymeko, V.I. Andreev, L.M. Dykhta, O.F. Pryshchepov

The technological variants of receipt of coverages (heat-insulating material) the method of ion-plasma pollination and causing of coverage of TiC were in-process investigated, and the estimation of properties of coverages is conducted depending on the modes. Technology of causing is in-process exhaust and properties of coverage of TiC are studied. Authors are conduct the estimation of influence of coverage of TiC, besieging inflicted by a method on a wear and firmness of working surface of porous insertions of combined casting forms. Coverage of TiC was inflicted on the standards of porous insertions of combined casting forms by the besieging on the special setting. Receipt of the coverage inflicted by the method of the besieging conducted at mionectic pressure (10^{-1} Pa) and temperature about 1000°C From titanic powder with the pairs of CCL_4 .

Key words: engine of internal combustion, shell to the cylinder, spun casting, mould of the spun casting, heat-insulating materials, ion-plasma coverage, TiC coverage

Клименко Леонід Павлович – д-р техн. наук, професор кафедри екології та природокористування Чорноморського державного університету ім. П. Могили, Миколаїв, Україна, e-mail: rector@kma.mk.ua.

Андреев Вячеслав Иванович – канд. техн. наук, доцент, завідувач науково-дослідного відділу Чорноморського державного університету ім. П. Могили, Миколаїв, Україна, e-mail: avi@kma.mk.ua.

Дыхта Леонід Михайлович – д-р техн. наук, професор кафедри прикладної та вищої математики Чорноморського державного університету ім. П. Могили, Миколаїв, Україна, e-mail: leonid.dykhta@gmail.com.

Прищепов Олег Федорович – канд. техн. наук, доцент кафедри медичних приладів та систем Чорноморського державного університету ім. П. Могили, Миколаїв, Україна.

УДК 629.7.083

Ю.А. УЛИТЕНКО, А.В. ЕЛАНСКИЙ, И.Ф. КРАВЧЕНКО

ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье

ПРОБЛЕМЫ ВЫБОРА СХЕМЫ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПЕРВОЙ СТУПЕНИ ТРАНСПОРТНО-КОСМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

В данной статье кратко рассмотрены пути создания двигателей для силовой установки первой ступени транспортно-космической системы. Проведен анализ существующих разработок. Изложены и обоснованы результаты выбора параметров и рассмотрены возможные конструктивные компоновки двигателей для силовой установки первой ступени транспортно-космической системы. Практическое применение полученных результатов позволит решить ряд транспортных проблем по доставке полезных грузов на околоземную орбиту, а в перспективе и созданию высокоскоростных летательных аппаратов для пассажирских перевозок.

Ключевые слова: транспортно-космическая система, комбинированная силовая установка, турбореактивный двухконтурный двигатель с форсажной камерой, прямоточный воздушно-реактивный двигатель.

Введение

В течение последних 10 лет в мире широким фронтом развернулись исследования ракетной техники, оснащенной комбинированными силовыми установками (КСУ). Причина состоит в желании не только решить военные проблемы, но и предложить принципиально новые транспортные средства, предназначенные для вывода полезных грузов на околоземную орбиту, а также экономичной и сверхоперативной доставки пассажиров и грузов при трансконтинентальных перелетах.

Транспортно-космическая система (ТКС) [1], оснащенная комбинированными воздушно-реактивными двигателями, может быть эффективно использована для вывода малых искусственных спутников Земли.

Современные системы вывода грузов в космос имеют общую проблему: для каждого килограмма полезной нагрузки нужно везти с собой многократное количество топлива, чтобы груз вообще мог набрать орбитальную скорость. Например, 85 % от 750 тонн стартовой массы ракеты-носителя "Ариан-5" составляет масса топлива твердотопливных бустеров и масса работающей на жидком водороде и кислороде главной ступени. Каждый килограмм, сэкономленный на топливе, приводит к увеличению КПД носителя.

Использование КСУ позволяет существенно снизить удельную стоимость доставки 1 кг полезного груза на орбиту. Кроме того для осуществления запуска с помощью ТКС нет необходимости наличия космодрома с немалой зоной отчуждения для падения отделяемых частей, что позволяет производить эксплуатацию в любой точке планеты при наличии аэродрома.

Однако разработка подобных летательных аппаратов (ЛА), оснащенных воздушно-реактивными и комбинированными двигателями сталкивается с рядом практических трудностей.

Проектирование подобных устройств уже не укладывается в типичный технологический процесс (корпус ракеты или планер самолета отдельно, двигатель отдельно).

Сверхзвуковые скорости полета требуют совместной разработки внешних форм летательного аппарата и конструкции его двигателя. Сверхзвуковые прямоточные воздушно-реактивные двигатели имеют такую большую протяженность, что их геометрия оказывает уже непосредственное влияние на внешний вид ЛА.

Плохое сгорание топлива в сверхзвуковом потоке требует применения специальной конфигурации смесительной камеры двигателя.

Поскольку в сверхзвуковых ЛА внутренние тракты двигателя занимают объем, сопоставимый с полным объемом фюзеляжа, а скорость течения внутри двигателя существенно выше, чем у традиционных ВРД, то использование фронтовых устройств и стабилизаторов горения традиционной конструкции приводит к недопустимому уровню внутреннего сопротивления.

Большие скорости воздушного потока на входе при традиционных системах сжатия приводят к недопустимому уровню потерь полного давления, что влияет на экономичность и, соответственно, дальность полета.

В настоящей статье изложены проблемы формирования облика и разработки направленные на создание первой ступени транспортно-космической системы.

Анализ существующих разработок

Наибольшее распространение в военной и гражданской авиации получили газотурбинные двигатели различных типов. Однако, их скоростные характеристики ограничены значениями $M=2-3$. В то же время, опыт применения таких самолетов, как SR-71 и МиГ-25, показал, что именно диапазон скоростей $M>2,5-3$ делает летательный аппарат трудно уязвимым. Тем не менее, модернизации силовых установок данного типа в США придается особое значение. Так, например, уже около пятнадцати лет правительственные организации совместно с промышленными компаниями ведут, и весьма успешно, работы по программе Integrated High Performance Turbine Engine Technologies (ИПРТЕТ), направленной на повышение энергетических и экономических показателей газотурбинных двигателей. В 2000 г. была учреждена новая долгосрочная программа Versatile Affordable Advanced Turbine Engine (VAATE) с примерно схожими задачами.

Турбореактивные двигатели развивались высокими темпами где-то до середины 80-х годов. Затем, по аналогии с развитием поршневых двигателей, наблюдается явное замедление прогресса, затягивается создание реактивного двигателя пятого поколения F119 и F135/136.

В ходе программ модернизации ИПРТЕТ характеристики двигателей четвертого поколения F100-PW-229 и F110-GE-129 практически доведены до уровня пятого поколения. Проведенное исследование развития характеристик реактивных двигателей по поколениям показало, что, начиная с ГТД третьего поколения, основные удельные параметры, такие как удельная масса γ и удельный расход топлива $C_{уд}$, снижаются незначительно, при этом относительная цена двигателя резко возрастает.

В то же время, изучаются возможности качественного улучшения скоростных показателей силовых установок, созданных на базе газотурбинных двигателей. Весьма привлекательным вариантом считается двигатель SteamJet. Данная установка представляет собой обычный турбореактивный двигатель с инжектором, обеспечивающим впрыск воды, жидкого воздуха или кислорода в воздушный канал воздухозаборника. Подача газифицированного в теплообменнике компонента позволяет повысить эффективность работы компрессора, а также снизить температуру торможения.

В середине 60-х годов в СССР и США появились сходные по концепции проекты воздушно-космических систем «Спираль» и NASP X-30 (рис. 1, 2).

Самолет-разгонщик комплекса «Спираль» оснащался стартовыми турбореактивными двигателя-

ми и маршевыми ПВРД, одноступенчатый воздушно-космический самолет X-30 имел прямоточные двигатели со сверхзвуковым горением и разгонные жидкостные ракетные двигатели. В англоязычной литературе СПВРД принято обозначать термином Scramjet.



Рис. 1. Спираль



Рис. 2. NASP X-30

ПВРД со сверхзвуковым горением позволяют достичь значительного увеличения скорости полета (до значений $M=10-12$). Однако, эти двигатели требуют наличия системы охлаждения, а также чрезвычайно сложной организации подачи топлива (время на образование рабочей смеси ограничено 1 мс). В воздухозаборниках СПВРД воздух не тормозится до дозвуковых скоростей.

Для поддержания высокоскоростного горения в качестве горючего приходится использовать либо топливо с химически активными, но весьма токсичными добавками, либо водород, отличающийся низкой плотностью, летучестью и взрывоопасностью. Все эти обстоятельства ограничивают области практического (в первую очередь, военного) применения СПВРД.

Таким образом, для гиперзвуковых ЛА могут применяться комбинации ТРД или ТРДД и прямоточных двигателей, работающих на углеводородном горючем, либо на водороде.

Непосредственным наследником программы NASP стал проект X-43 (рис. 3), в ходе которого в NASA на небольших летательных аппаратах отработывался водородный СПВРД, рассчитанный на скорость до $M = 7$. Аналогом данного проекта являлась советская разработка Ту-2000 (рис. 4).



Рис. 3. X-43

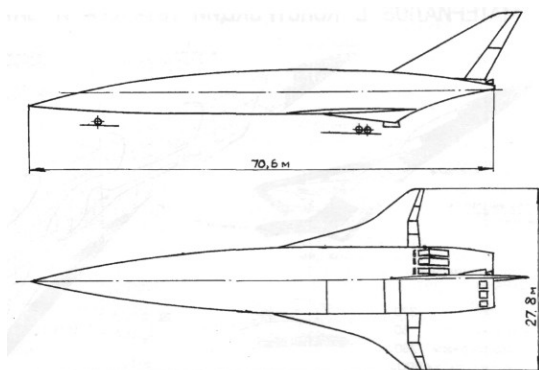


Рис. 4. Схема Ту-2000

Наивысшей точкой развития «керосиновых» СПВРД является разрабатываемая в рамках концепции «быстрого глобального удара» гиперзвуковая крылатая ракета X-51A (рис. 5), рассчитанная на скорость 6500 км/ч.

Двигатель SJX-61 данной ракеты был испытан весной 2007 г.

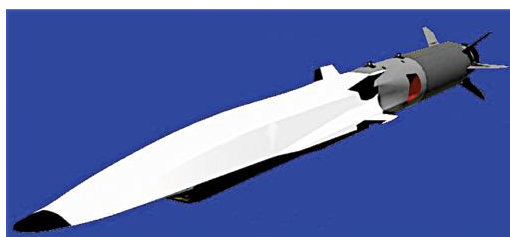


Рис. 5. Гиперзвуковая крылатая ракета X-51A

Постановка задачи

Решить проблему выбора облика первой ступени для разгона транспортно-космической системы.

Работа первой ступени осуществляется на скоростях до 4-6 Махов и до высот 25 – 30 км.

Силовая установка должна быть работоспособной исходя из условий всех этапов эксплуатации (руление по воздушно-посадочной полосе (ВПП), старт с ВПП, разгон, возврат на аэродром базирования и посадка на ВПП) и обеспечивать максимальную тяговооруженность при минимальном расходе топлива.

Эксплуатация не должна требовать создания специальной инфраструктуры на аэродромах, а

обеспечиваться существующей базой, что расширит географию применения ЛА.

Решение задачи

На начальном этапе решается задача выбора силовой установки для сверхзвукового БПЛА ТКС.

Проанализировав существующие типы двигателей (ВРД, ПВРД и ЖРД), приходим к выводу, что с одним типом двигателя выполнить первую ступень БПЛА достаточно проблематично. Однако возможно использовать комбинацию типов двигателей для работы каждого на оптимальном для него участке.

Таковыми комбинациями могут быть:

- ТРДДФ+ПВРД;
- ТРДДФ+ЖРД.

Так как применение ЖРД является малоэффективным, вследствие крайне малой экономичности этих двигателей, рационально при пролете носителя через атмосферу использовать содержащийся в ней кислород. Но традиционные турбореактивные двигатели (ТРД), используемые на большинстве авиалайнеров и боевых самолетах, могут по конструктивным причинам применяться только до скорости $M=2-3$.

Здесь начинается рабочая область прямоточных двигателей [2,4], которые можно применять до высоких гиперзвуковых скоростей, т.е. выше $M=5$. Помимо космического транспорта, эти двигатели могут применяться и в перспективных высокоскоростных самолетах. Они сочетают увеличенную дальность полета с низким весом и компактностью конструкции.

Но так как запуск ПВРД без стартового ускорения невозможен, то рационально для разгона и выхода в область запуска использовать ТРДДФ [3].

Комбинированная силовая установка на основе турбопрямоточных двигателей, объединяющих в себе режимы работы газотурбинного двигателя (ГТД) и прямоточного воздушно-реактивного двигателя (ПВРД), рассматривается в качестве основного варианта для полета с максимальным числом Маха $M=4-6$. В результате многочисленных исследований, в странах бывшего СССР и других авиационных державах сформировалась типичная схема интегральной компоновки такой силовой установки, в которой все двигатели размещены в общей гондole, расположенной под фюзеляжем ЛА. При такой компоновке нижняя поверхность передней части фюзеляжа участвует в предварительном поджатии потока воздуха, поступающего в двигатель, а нижняя поверхность задней части фюзеляжа – в расширении продуктов сгорания двигателя. КСУ содержит несколько секций с отдельно расположенными траектами ГТД и ПВРД.

В качестве газотурбинного двигателя рассмотрено использование разработанного ГП «Ивченко-Прогресс» турбореактивного двухконтурного двигателя с форсажной камерой сгорания (ТРДДФ), как наиболее подходящего для выполнения взлета и разгона транспортно-космической системы до момента запуска ПВРД.

В рамках работы рассмотрена возможность применения системы для впрыска охладителя на входе в ТРДДФ типа АИ-222-25Ф [5, 6]. В качестве охладителя была выбрана вода, как наиболее распространенное и дешевое вещество.

Предполагается, что применение системы впрыска обеспечит стабильность характеристик двигателя от момента взлета до скоростей $M=3,5...4$, при этом расход топлива должен несколько уменьшиться, а тяговооруженность приблизится к уровню ПВРД.

Впрыск воды должен обеспечить охлаждение рабочего тела до температуры 120°C . Расчет проводился при различных температурах подаваемого охладителя (воды), которые составляют 20°C и 60°C , с учетом и без учета потерь в воздухозаборнике для одного килограмма воздуха. То есть определялось количество воды, необходимое для охлаждения 1 кг воздуха до температуры 120°C при заданных условиях полета ТКС.

Расчеты показали, что диапазон применения данного охладителя существенно уменьшается с ростом скорости и высоты полета вследствие уменьшения давления и, соответственно, уменьшения температуры кипения воды. То есть, на определенных режимах становится физически невозможным испарить охладитель, так как его температура кипения ниже необходимой температуры рабочего тела.

Кроме того, с увеличением скорости и высоты значительно увеличивается потребный расход охладителя. В некоторых случаях он достигает значений, соизмеримых с расходом топлива, что значительно увеличит взлетный вес ЛА.

Также применение данной системы приведет к изменению физических свойств рабочего тела (вместо воздуха рабочим телом становится паровоздушная смесь). Вследствие этого требуется существенное изменение и усложнение конструкции двигателя:

- изменение размеров и формы проточной части двигателя;
- усиление корпусов;
- перепрофилирование лопаток компрессоров и турбин;
- изменение применяемых материалов.

Таким образом, возможность практического применения данной системы требует дополни-

тельной и более детальной проработки в системе двигателя [6].

В процессе выполнения работы выполнен анализ возможных схем сочетаний двигателя ТРДДФ с ПВРД в системе СУ ТКС.

На данном этапе исследований рассматривалось 4 варианта состава силовых установок для ТКС (рис. 6 – 9).

Первый вариант (рис. 6). Силовая установка состоит из двух ТРДДФ в центре и двух ПВРД по бокам и имеет два боковых воздухозаборника.

На определенной скорости полета регулируемые створки после воздухозаборников изменяют направление потока воздуха, идущего к двигателям – к двум ТРДДФ или к двум ПВРД.

Оси двигателей расположены в горизонтальной плоскости самолета-носителя, что позволяет над ними крепить объект запуска.

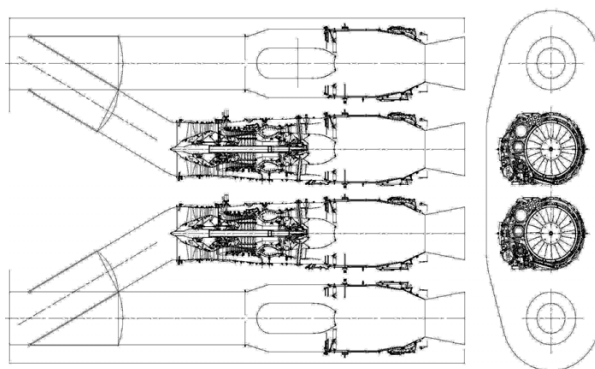


Рис. 6. Конструктивная схема первого варианта

Второй вариант (рис. 7). Силовая установка состоит из двух боковых ТРДДФ и одного ПВРД в центре.

На определенной скорости полета регулируемые створки после воздухозаборников изменяют направление потока воздуха, идущего к двигателям (к двум ТРДДФ или к одному ПВРД). Оси двигателей расположены в горизонтальной плоскости самолета-носителя, что позволяет над ними крепить объект запуска.

Центральный ПВРД, имеющий тягу, равную тяге двух ПВРД первого варианта силовой установки, имеет конструкцию, аналогичную с первым вариантом силовой установки, но увеличенных размеров, и воздух к нему поступает от двух воздухозаборников.

Третий вариант (рис. 8). Силовая установка состоит из двух расположенных в горизонтальной плоскости ТРДД без форсажных камер сгорания и одного ПВРД в центре.

Камера сгорания ПВРД используется как форсажная, когда работают ТРДД.

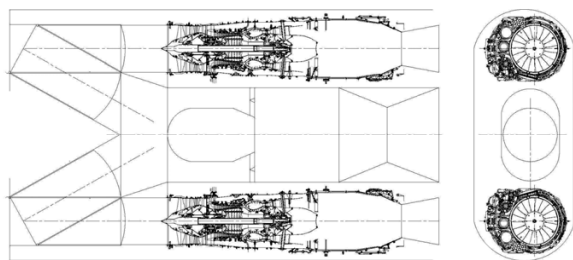


Рис. 7. Конструктивная схема второго варианта

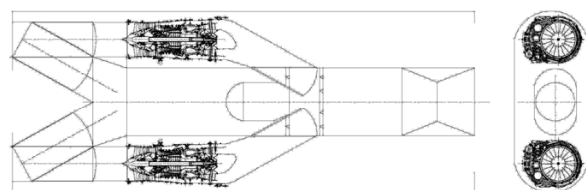


Рис. 8. Конструктивная схема третьего варианта

На определенной скорости полета регулируемые створки после воздухозаборников изменяют направление потока воздуха, идущего к двигателям (к двум ТРДД или одному ПВРД в обход ТРДД).

Конструкция ПВРД этого варианта аналогична конструкции ПВРД второго варианта, но в связи со входом в ПВРД газов из-за турбины ТРДДФ (на малых скоростях полета) появляется механизм регулируемых створок при выходе газов из-за турбины ТРДДФ на вход в ПВРД и увеличивается длина канала за регулируемыми створками после воздухозаборника до входа в ПВРД.

Четвертый вариант (рис. 9). Силовая установка состоит из двух расположенных в горизонтальной плоскости ТРДД и двух расположенных за ними соосно ПВРД. Камеры сгорания ПВРД используется как форсажные, когда работают ТРДД.

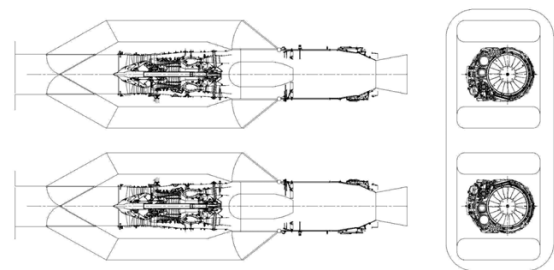


Рис. 9. Конструктивная схема четвертого варианта

На определенной скорости полета регулируемые створки после воздухозаборников изменяют направление потока воздуха, идущего к двигателям (двум ТРДД или к двум ПВРД в обход ТРДД).

Конструкция ПВРД этого варианта аналогична конструкции ПВРД первого варианта, но в связи с работой ПВРД в двух режимах (в области низких скоростей полета как ФКС ТРДДФ и как собственно ПВРД при больших числах Маха) внесены изменения в конструкцию фронтального устройства и распылителей топлива.

Усложняется механизм регулируемых створок после воздухозаборника, так как для каждого воздухозаборника имеются два обводных канала вокруг каждого ТРДД и появляется механизм регулируемых створок при выходе из этих обводных каналов на вход в ПВРД.

Предварительные габаритные размеры и массы 4 вариантов силовых установок представлены в табл. 1.

Таблица 1

Предварительные габаритные размеры и массы 4 вариантов силовых установок

№ варианта	Относительная длина СУ	Относительная ширина СУ	Относительная высота СУ	Относительная масса СУ
1 Вариант	1,0000	1,2484	1,0000	1,0000
2 Вариант	1,0455	1,0318	1,0000	1,1146
3 Вариант	1,5491	1,0000	1,0000	1,2225
4 Вариант	1,0545	1,2261	1,1579	1,5048

Выводы

Проведенный авторами комплекс научно – исследовательских работ по поиску оптимального варианта конструктивной схемы первой ступени ТКС позволяет сделать следующие выводы:

1. Создание первой ступени БПЛА с одним типом двигателя достаточно проблематично.

2. Использование КСУ позволяет расширить диапазон применения ЛА от чисел Маха, равных 0, до $M=3-4$;

3. Наиболее оптимальной КСУ является сочетание ТРДДФ+ПВРД.

4. Из четырех проанализированных вариантов лучшими являются первый и второй варианты силовых установок из-за меньшей массы, размеров и менее сложной конструкции. Первый вариант имеет меньшую массу, а также два ПВРД вместо одного во втором варианте, что может сказаться на стоимости силовой установки, ее надежности и сложности эксплуатации.

5. Дальнейшим направлением научных исследований должна стать оптимизация параметров выбранного варианта КСУ для ТКС и рассмотрение

возможности расширения скоростного диапазона эксплуатации.

Литература

1. Методический подход к проектированию транспортно-космической системы [Текст] / А.В. Аксёненко, А.Э. Кашинов, Н.В. Полуян, В.Е. Тарасов // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2012. – № 4 (91). – С. 27 – 33.
2. Бондарюк, М.М. Прямоточные воздушно-реактивные двигатели [Текст] / М.М. Бондарюк, С.М. Ильяшенко. – М.: Типография Оборонгиза, 1958. – 394 с.
3. Скубачевский, Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели [Текст] / Г.С. Скубачевский. – М.: Машиностроение, 1974. – 521 с.

4. Артёмов, О.А. Прямоточные воздушно-реактивные двигатели (расчет характеристик) [Текст] / О.А. Артёмов. – М.: Спутник, 2006. – 375 с.

5. Турбореактивный двухконтурный двигатель с форсажной камерой АИ-222К-25Ф. Эскизный проект [Текст] / ГП «Ивченко-Прогресс», 2005. – 584 с.

6. Разработка концепции создания силовой установки на базе ТРДД АИ-222-25Ф для полетов со скоростями 0...6 М на высотах до 25...40 км.: отчет о НИР [Текст] / Государственный концерн УКРОБОРОНПРОМ; Государственное предприятие «Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» имени академика А.Г. Ивченко», рук. В.М. Меркулов. – Т/о № 53/2012. – 2012. – 10 с.

Поступила в редакцию 17.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. С.В. Елифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ПРОБЛЕМИ ВИБОРУ СХЕМИ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПЕРШОЇ СТУПЕНІ ТРАНСПОРТНО-КОСМІЧНОЇ СИСТЕМИ

Ю.О. Улітенко, О.В. Єланський, І.Ф. Кравченко

В даній статті кратко розглянуті шляхи створення двигунів для сигової установки першої ступені транспортно-космічної системи. Виконано аналіз існуючих розробок. Викладені і обгрунтовані результати вибору параметрів і розглянуті можливі конструктивні компоновки двигунів для сигової установки першої ступені транспортно-космічної системи. Практичне застосування отриманих результатів дозволить вирішити ряд транспортних проблем з доставки корисних вантажів на земну орбіту, а в перспективі і створенню високошвидкісних літальних апаратів для пасажирських перевезень.

Ключові слова: транспортно-космічна система, комбінована силова установка, турбореактивний двоконтурний двигун з форсажною камерою, прямоточний повітряно-реактивний двигун.

PROBLEMS OF SELECTION OF CONFIGURATION FOR POWERPLANT INTENDED FOR SPACE TRANSPORTATION SYSTEM STAGE 1

Yu.A. Ulitenko, A.V. Yelansky, I.F. Kravchenko

This article includes a brief discussion of the ways of engine development for a powerplant intended for a space transportation system stage 1. The analysis of the existing technical solutions has been performed. The results of the parameter selection have been represented and substantiated, and the probable design arrangements of engines for a powerplant of the space transportation system stage 1 have been studied. Application of the obtained results in practice will allow to solve a number of transportation problems related to a delivery of a pay-load onto a near-Earth orbit, and also a development of high-performance aircraft for execution of passenger operations in future.

Key words: space transportation system, complex powerplant, turbofan engine with afterburner, ramjet.

Улітенко Юрій Александрович – інженер-конструктор ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

Єланський Александр Витальевич – начальник бригади перспективних розробок ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

Кравченко Игорь Федорович – канд. техн. наук, доцент, Генеральний конструктор ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

УДК 631.7.04-197:631:7.019.13

В.О. ПОВГОРОДНИЙ

Украинская инженерно-педагогическая академия, Харьков

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕРМОУПРУГОСТИ ТОНКОСТЕННЫХ СИСТЕМ ПРИ НЕОДНОРОДНОМ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОМ СОСТОЯНИИ НА ОСНОВЕ РЕШЕНИЯ ОБРАТНЫХ ЗАДАЧ ТЕРМОУПРУГОСТИ

Рассматривается метод и алгоритм идентификации физических и теплофизических параметров тонкостенных систем при неоднородном внешнем воздействии. Предлагается определять неизвестные характеристики материала из решения обратной задачи термоупругости с использованием различных способов аппроксимации параметра и с применением различных численных методов (метода граничных элементов). Декомпозиция вектора параметров приводит к необходимости решения параллельных задач существенно меньшей размерности. Предложенный подход позволяет определять указанные параметры в условиях их существенной неоднородности.

Ключевые слова: тонкостенная конструкция, обратная задача термоупругости, теплофизические характеристики, декомпозиция вектора параметров, аппроксимация.

Введение

При исследовании тепловых процессов в энергетике, металлургии и других областях техники часто возникает проблема идентификации внутренних параметров тепловых систем. Для идентификации характеристик материалов могут быть применены как экспериментальные методы [1, 2], так и теоретические, основанные на решении коэффициентных обратных задач механики деформируемого твердого тела [3 – 5].

Аппарат обратных задач, в соответствии с общей стратегией экстремальных методов, позволяет осуществлять идентификацию параметров в результате численного моделирования рассматриваемого процесса и поиска минимума функционала-невязки. В настоящей работе предлагается подход, позволяющий идентифицировать изменение термомеханических и физических свойств материала в зависимости от температуры в задачах термоупругости, когда поле температур существенно неоднородно по объему материала.

Постановка задачи

Пусть в трехмерной области

$$\Omega = \{X = (x_1, x_2, x_3) \in R^3,$$

$$0 \leq x_1 \leq a; 0 \leq x_2 \leq b; 0 \leq x_3 \leq h\}$$

определена система термоупругого деформирования:

$$\sigma_{ij,j}(\alpha(T), T, u_i) = F_i, \quad i, j = \overline{1,3}, \quad (1)$$

связь между компонентами тензора напряжений σ_{ij} и компонентами тензора деформаций ε_{ij} задается в виде:

$$\begin{aligned} \sigma_{ij}(\alpha(T), T, u_i) &= 2\mu\varepsilon_{ij} + \\ &+ [\lambda\varepsilon_{kk} - (3\lambda + 2\mu)\alpha(T)(T - T_0)]\delta_{ij}; \quad (2) \\ \varepsilon_{kk} &= \frac{\sigma_{kk}}{3k} + 3\alpha(T)(T - T_0); \quad \lambda = \frac{\nu E(T)}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}; \\ \mu &= \frac{E(T)}{2(1 + \nu)}; \quad k = \lambda + \frac{2}{3}\mu, \end{aligned}$$

связь между деформациями ε_{ij} и перемещениями задается в виде:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i}),$$

здесь F_i , u_i – проекции внешних сил и перемещений на оси Ox_i ; $\alpha(T)$ – коэффициент температурного расширения; λ , μ – коэффициенты Ляме; k – модуль объемного расширения, ν – коэффициент Пуассона; $E(T)$ – модуль Юнга; T , T_0 – конечная и начальная температура тела. В области Ω изменение температуры T удовлетворяет уравнению:

$$(\lambda_T(T)T_{,i})_{,i} + q = C(T)\dot{T}, \quad (3)$$

где $\lambda_T(T)$ – коэффициент теплопроводности; q – мощность теплового источника; $C(T)$ – удельная теплоемкость.

В начальный момент тело не нагрето и не деформировано. На поверхностях $x_1 = 0$ и $x_1 = a$

заданы условия закрепления. На поверхностях $x_3 = 0$ и $x_3 = h$ сформулированы граничные условия 2-го и 3-го рода:

$$\left. \frac{\partial T(x_1, x_2, t)}{\partial x_3} \right|_{x_3=0} = 0; \quad \lambda_T(T) \left. \frac{\partial T(\bar{\Omega}, t)}{\partial x_3} \right|_{x_3=h} = q(t), \quad (4)$$

где $\bar{\Omega}$ – область воздействия теплового потока.

Будем предполагать, что тело нагрето настолько, что физические $E(T)$ и теплофизические характеристики материала $\alpha(T)$, $\lambda_T(T)$, $C(T)$ изменяются существенно, но при этом процесс деформирования остается упругим. Считаем, что на поверхности $x_3 = 0$ в точках X_n , $n = \overline{1, N}$ известны (измеряются) значения нормальных перемещений и температур. $u_3(X_n) = u_3^*$. Решение обратной задачи предполагает восстановление вектор-функции параметров

$$H = \{E(T), \alpha(T), \lambda_T(T), C(T)\},$$

компонентами которого являются функции, характеризующие физические и теплофизические характеристики материала по известным следам (5), (6) решения прямой задачи. Функционал-невязка будет иметь вид аналогично [4]:

$$J = \sum_{n=1}^N \left(u_3(X_n, H) - u_3^*(X_n) \right)^2 + \sum_{n=1}^N \left(T(X_n, H) - T^*(X_n) \right)^2. \quad (5)$$

Метод решения

Для определения компонент вектора нормальных перемещений $u_3(X_n, H)$ и температур $T(X_n, H)$ необходимо построить решение прямой задачи (1) – (4). Совместно с заданными (измеренными) векторами $u_3^*(X_n)$, $T^*(X_n)$ это позволяет сформировать вектора невязок

$$\varepsilon(u_{3n}, H) = \left(u_3(X_n, H) - u_3^*(X_n) \right),$$

необходимые для формирования функционала-невязки (7), согласно вариационному методу Тихонова. Вообще, процессу обращения модели при решении граничных обратных задач способствуют приемы преобразования исходных дифференциальных уравнений в частных производных.

Одним из самых эффективных в этом смысле оказался метод граничных элементов (МГЭ), предполагающий частичную (только по границе) конечно-элементную аппроксимацию модели. Здесь используется разбиение границы на элементы, аппроксимация искомых функций в пределах этих граничных элементов, сведение интегрального уравнения к алгебраической системе, решение ее с последующим определением неизвестных функций на элементах границы, вычисление компонент НДС во внутренних точках тела.

Например, в [5] с его помощью в сочетании с методом анализа чувствительности Дж. Бека [5] решена двумерная граничная ОЗТ.

Для построения системы уравнений МГЭ выполняется дискретизация области Ω следующим образом:

– для решения прямой задачи вводится сетка с координатами узлов X_s , где $X_s = \{x_{1s}, x_{2s}, x_{3s}\}$, $s = \overline{1, S}$ и соответствующими узловыми значениями функции u_{is} в виде вектора $U(X_s) = \{u_{is}\}$;

– для представления условия (7) в дискретной форме вводится сетка с координатами узлов X_n , где $X_n = \{x_{1n}, x_{2n}, x_{3n}\}$, $n = \overline{1, N}$, все X_n из числа X_s , и заданными значениями функций $u_3(X_n) = \{u_{3n}^*\}$, $T(X_n) = \{T_n^*\}$;

В результате решения системы уравнений получаем векторы перемещений и температур $u_3(X_n, H)$, $T(X_n, H)$, которые вместе с заданными векторами $u_3^*(X_n)$, $T^*(X_n)$ позволяют сформировать функционал-невязку (5).

Для выполнения безусловной численной минимизации функционала (5) будем использовать метод Нелдера-Мида, в котором рассматривается симплекс – метод поиска локального минимума функции нескольких переменных. Предложенный подход был применен для восстановления теплофизических $\alpha(T)$, $\lambda_T(T)$, $C(T)$ и физических $E(T)$ характеристик деформируемой тонкостенной системы из решения ОЗТУ.

В качестве объекта исследования рассматривалась пластина толщины $h = 0,2$ м, изготовленная из стали 65С2ВА. Для описания материала использовались таблично представленные зависимости значений физических и теплофизических характеристик от температуры [5], для выполнения идентификации эти зависимости аппроксимированы полиномами:

$$E(T) = 211,2091 - 0,0301 \cdot T - 0,0001 \cdot T^2 \quad (\text{ГПа});$$

$$\lambda_T(T) = 26,7264 + 0,052 \cdot T \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right); \quad (6)$$

$$\alpha(T) = 12,1335 + 0,0034 \cdot T \left(10^{-6} \cdot \frac{1}{\text{К}} \right);$$

$$C(T) = 484,5748 + 0,0326 \cdot T + 0,0003 \cdot T^2.$$

Аппроксимация неизвестных характеристик материала выполнялась на сетке так, что компонентами вектора искомых параметров обратной задачи являются значения параметров в зафиксированных на рис. 1, 2, а, следовательно, вектор параметров может быть представлен в виде

$$H = \{E_1, \alpha_1, \lambda_{T_1}, C_1, \dots, E_p, \alpha_p, \lambda_{T_p}, C_p\}, \quad p = \overline{1, P}.$$

В качестве начального приближения были выбраны постоянные значения теплофизических характеристик: $E = 210 \text{ ГПа}$; $\lambda_T = 27 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$; $C = 475 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

$$\alpha = 11,7 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{К}}.$$

Для апробации предложенного подхода проводилось сравнение результатов с известными решениями. Рассматривалась задача идентификации теплофизических характеристик $\lambda_T(T)$, $C(T)$ стальной пластины из решения задачи обратной задачи теплопроводности, представленная в монографии [3].

Теплофизические характеристики $\lambda_T(T)$, $C(T)$ заданы в виде полиномов вида $a + bT$. Действительные значения коэффициентов $a_C = 1,5 \cdot 10^6$; $b_C = 8 \cdot 10^3$; $a_{\lambda_T} = 45$; $b_{\lambda_T} = 0,02$ использовались при решении прямых задач теплопроводности и термоупругости и получения поля температур $T^*(X_i)$ и поля перемещений $u_1^*(X_i)$ соответственно.

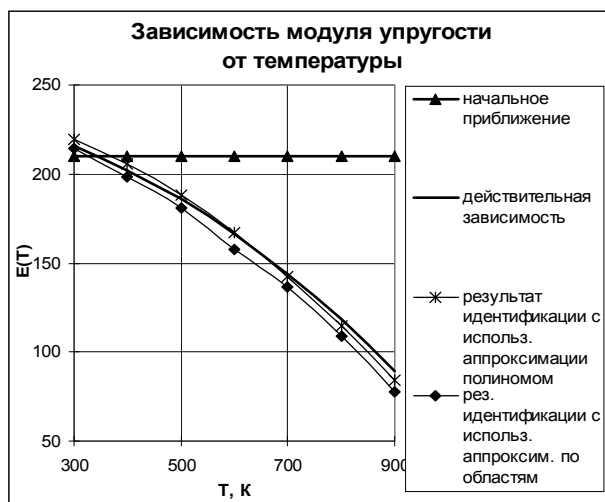


Рис. 1. Зависимость модуля упругости от температуры

Выводы

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1) применение декомпозиционного подхода позволяет восстановить вектор параметров системы с использованием различных способов аппроксимации;

2) разработанный метод и алгоритм идентификации параметров, характеризующих теплофизические и механические свойства тонкостенных систем, позволяет определять указанные параметры в условиях их существенной неоднородности;

3) предложенный подход декомпозиции с выбором наиболее информативных компонент вектора параметров позволяет понижать порядок разрешающих соотношений;

4) сравнительный анализ полученных с использованием различных аппроксимаций численных результатов восстановления вектора параметров с действительными значениями параметров реальной системы свидетельствует об их достоверности.

В целом надо отметить, что в методах решения ОЗТМ невозможно построение альтернирующего итерационного процесса ввиду специфики ГУ, задаваемых на поверхности измерений. Задача не сводится к некоторой корректно-поставленной, минуя использование процедуры регуляризации или конструктивного выделения компактного множества корректности, на котором возможен поиск искомого решения. В то же время рассматриваемая ОЗТМ характеризуется тем обстоятельством, что искомая величина является скалярной величиной, а отклик ее проявляется в виде тензорной величины. Это весьма благоприятное обстоятельство, позволяющее во многих случаях получить устойчивые приближения,

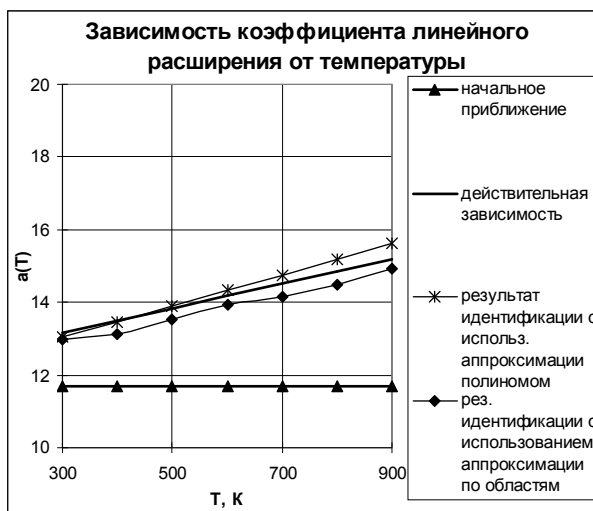


Рис. 2. Зависимость коэффициента линейного расширения от температуры

не пользуясь методом регуляризации. Используя же регуляризацию, можно в широких пределах варьировать эффективную зону измерений, сужая ее до тех пределов, с которых начинает сказываться неустойчивость алгоритма регуляризации.

В перспективе предложенный подход может быть применен для идентификации характеристик материала из решения обратной задачи термопластичности.

Литература

1. Измерение импульсным методом теплофизических характеристик материалов с открытой поверхностью [Текст] / Л.Д. Загребин, В.А. Синайлов, М.Г. Камашев, Е.А. Иванова: тез. докл. 8 Всесоюз. конф. по теплофизическим свойствам веществ. – 1988. – Ч. 2. – С. 85.

2. Талуц, С.Г. Измерение температуропроводности и теплоемкости динамическим методом

плоских температурных волн использованием электронного нагрева [Текст] / С.Г. Талуц, Б.В. Власов, В.Ф. Полев // Тез. докл. 8 Всесоюз. конф. по теплофизическим свойствам веществ. – 1988. – Ч. 2. – С. 114 – 115.

3. Мацевитый, Ю.М. Обратные задачи теплопроводности [Текст] : В 2-х т. / Ю.М. Мацевитый. – К.: Наук. думка, 2003. – Т. 1: Методология. – 341 с. – Т. 2: Приложения. – 392 с.

4. Сергиенко, И.В. Системный анализ многокомпонентных распределенных систем [Текст] / И.В. Сергиенко, В.С. Дейнека. – К.: Наук. думка, 2009. – 639 с.

5. Тихонов, А.Н. Математическое моделирование технологических процессов и метод обратных задач в машиностроении [Текст] / А.Н. Тихонов, В.Д. Кальнер, В.Б. Глазко. – М.: Машиностроение, 1990. – 263 с.

6. Ватуляян, А.О. обратные задачи в механике деформируемого твердого тела [Текст] / А.О. Ватуляян. – М.: Физматлит, 2007. – 222 с.

Поступила в редакцию 23.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Л. Шубенко, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного, Харьков.

ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕРМОПРУЖНОСТІ ТОНКОСТІННИХ СИСТЕМ ПРИ НЕОДНОРІДНОМУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОМУ СТАНІ НА ОСНОВІ ВИРІШЕННЯ ОБЕРНЕНИХ ЗАДАЧ ТЕРМОПРУЖНОСТІ

В.О. Повгородний

Розглядається метод і алгоритм ідентифікації фізичних і теплофізичних параметрів тонкостінних систем при неоднорідній зовнішній дії. Пропонується визначати невідомі характеристики матеріалу з рішення оберненої задачі термопружності з використанням різних способів апроксимації параметрів та з використанням різних числових методів (методу граничних елементів). Декомпозиція вектора параметрів приводить до необхідності розв'язання паралельних задач істотно меншої розмірності. Запропонований підхід дозволяє визначати вказані параметри в умовах їх істотної неоднорідності.

Ключові слова: тонкостінна конструкція, обернена задача термопружності, теплофізичні характеристики, декомпозиція вектора параметрів, апроксимація.

IDENTIFICATION OF THE PARAMETER'S OF THERMOELASTICITY TO THE NONHOMOGENEOUS STRESS CONDITION ON THE SOLUTION INVERSE PROBLEM OF THE THERMOELASTICITY

V.O. Povgorodny

The experimental and theoretical investigation of thermal and elastical characteristics of the material's considered and control of temperature regimen by discussed inverse problem of the thermoelasticity. The experimental and theoretical investigation of thermal and elastical characteristics of the material's considered by discussed inverse problem of the thermoelasticity. An inverse quotients thermoelasticity problem is discussed by Fredholm's equation without experiment. Assuming thermomechanical oscillation frequency small enough a solving equation was produced. And in this article is used the method of the boundary element's. Obtained results can be used to simulate the process of experimental determination of physical-mechanical properties of the materials used in aero- and spacecraft manufacturing and of the energetic and turbine's machinebuildings.

Key words: thinnes construction, inverse problem, thermoelasticity, thermophysical characters, decomposition of the parametr's vector, approximation.

Повгородний Владимир Олегович – канд. техн. наук, доц. кафедры охраны труда, стандартизации и сертификации Украинской инженерно-педагогической академии, Харьков, Украина, e-mail: povgorod@ukr.net.

УДК 621.44.533.697

Ю.П. КУХТИН¹, В.М. ЛАПОТКО¹, Г.И. СЛЫНЬКО²¹ ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина² Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина

ВЕРИФИКАЦИЯ МЕТОДА ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ОТРЫВНЫХ ТЕЧЕНИЙ ГАЗА

Представлены основные уравнения, моделирующие течение вязкого теплопроводного газа в цилиндрической системе координат. Для замыкания основных уравнений использована двухпараметрическая стандартная k - ε модель турбулентности. В качестве первого теста рассмотрено трансзвуковое течение газа вблизи толстого аэродинамического профиля на нестационарном режиме, обусловленном отрывом потоком вблизи задней кромки профиля. Вторым тестом представлен расчет обтекания тонкой пластины на дозвуковом режиме. Показано, что результаты полученных численных решений хорошо совпадают с экспериментальными данными.

Ключевые слова: уравнения Навье-Стокса, k - ε модель турбулентности, нестационарный отрыв.

Введение

Отрывное обтекание тел повсеместно встречается в природе и технике. Главная особенность их заключается в том, что после появления отрыва течение становится нестационарным. Круг задач, в которых возникает необходимость изучения подобных явлений, очень широк.

Предлагаемая численная модель предназначена для проведения газодинамических расчетов течений газа в проточных частях лопаточных машин. Таким образом, при тестировании модели, большое внимание уделялось моделированию течений газа при обтекании профилей на различных режимах.

В данной работе представлена численная модель нестационарного течения вязкого теплопро-

водного газа в ступенях осевых и осерадиальных лопаточных машин в системе координат, связанной с поверхностью вращения.

Основная цель работы: оценка возможности применения математической модели и численного метода для расчета вязких отрывных нестационарных течений при обтекании профилей различной формы.

1. Основные уравнения

Осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса в приближении тонкого слоя для сжимаемого газа, записанные в дивергентной форме во вращающейся цилиндрической системе координат имеют вид:

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial x} + \frac{\partial F}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial G}{\partial \varphi} - \frac{1}{r} \frac{\partial r F_v}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial G_v}{\partial \varphi} = \frac{1}{r} H;$$

$$W = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ E \end{pmatrix}; E = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + P \\ \rho uv \\ \rho uw \\ (E + P)u \end{pmatrix}; F = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ \rho v^2 + P \\ \rho vw \\ (E + P)v \end{pmatrix}; G = \begin{pmatrix} \rho w \\ \rho uw \\ \rho vw \\ \rho w^2 + P \\ (E + P)w \end{pmatrix};$$

$$F_v = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{xr} \\ \tau_{rr} \\ \tau_{r\varphi} \\ u\tau_{xr} + v\tau_{rr} + w\tau_{r\varphi} - Q_r \end{pmatrix}; G_v = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{x\varphi} \\ \tau_{r\varphi} \\ \tau_{\varphi\varphi} \\ u\tau_{x\varphi} + v\tau_{r\varphi} + w\tau_{\varphi\varphi} - Q_\varphi \end{pmatrix}; H = \begin{pmatrix} -\rho v \\ -\rho uv \\ \rho((w + \Omega r)^2 - v^2) \\ -2\rho v(w + \Omega r) \\ \rho v \Omega^2 r^2 - (E + P)v \end{pmatrix}. \quad (1)$$

В этих уравнениях:

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_T) \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k,$$

ρ – плотность, P – давление, u, v, w – компоненты скорости по осям x, r, φ соответственно, E – удель-

ная энергия, Ω – угловая скорость вращения, μ – коэффициент молекулярной вязкости, μ_T – коэффициент турбулентной вязкости, δ_{ij} – символ Кронекера, Q – удельный тепловой поток. Для замыкания системы уравнений (1) используется стандартная k - ε модель турбулентности (Лаундера, Сполдинга):

$$\begin{aligned} \frac{\partial K}{\partial t} + \frac{\partial E_T}{\partial x} + \frac{\partial F_T}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial G_T}{\partial \varphi} &= H_T; \\ K &= \begin{pmatrix} \rho k \\ \rho \varepsilon \end{pmatrix}; E_T = \begin{pmatrix} \rho u k - (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x} \\ \rho u \varepsilon - (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \end{pmatrix}; F_T = \begin{pmatrix} \rho v k - (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial r} \\ \rho v \varepsilon - (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \end{pmatrix}; G_T = \begin{pmatrix} \rho w k - \frac{1}{r} (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial \varphi} \\ \rho w \varepsilon - \frac{1}{r} (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial \varphi} \end{pmatrix}; \\ H_T &= \begin{pmatrix} -\frac{\rho v k}{r} - \overline{\rho u_i^2 u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \\ -\frac{\rho v \varepsilon}{r} - C_1 \frac{\varepsilon}{k} \overline{\rho u_i^2 u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{pmatrix}; \quad \mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \end{aligned} \quad (2)$$

и уравнение состояния термодинамически совершенного газа $P = \rho R T$.

В уравнениях (2): k – кинетическая энергия турбулентности (ТКЕ), ε – скорость диссипации ТКЕ, $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_1, C_2, C_\mu$ – эмпирические коэффициенты, $\overline{\rho u_i^2 u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ – член отвечающий за производство k .

Граничные условия для ТКЕ и скорости диссипации ТКЕ на стенке определялись с помощью пристеночной функции [1].

Решение уравнений (1) проводилось с помощью численной схемы, имеющей 2-й порядок точности по пространству и использующей процедуру распада произвольного разрыва С.К. Годунова [2, 3]. Вязкие компоненты аппроксимировались центральными разностями.

2. Трансзвуковое обтекание двояковыпуклого профиля

Объектом настоящих исследований было обтекание толстого симметричного профиля (толщина профиля / хорда профиля = 0,18) околосзвуковым потоком газа [4]. Характерной особенностью рассматриваемого течения на режиме $M_\infty = 0,775$, $Re = 2 \cdot 10^6$ является его нестационарность, вызванная колебанием области отрыва потока в районе задней кромки профиля.

На рис. 1 показаны мгновенные поля параметров числа M (а), ТКЕ (б) и энтропийной функции (в), а на рисунке 2 представлено поле векторов скорости в один и тот же момент времени. Течение газа в рассматриваемый момент времени характери-

зуется образованием хорошо сформировавшегося отрывного течения в области нижней части задней кромки профиля (рис. 2).

На рис. 3 представлены: мгновенное распределение коэффициента давления

$$C_p = 2(P - P_\infty) / (\rho_\infty W_\infty^2)$$

вдоль нижней и верхней поверхностей профиля, полученное численно (сплошные линии), и осредненное по времени, полученное экспериментально (символ «°»).

Как видно из рисунка, расчетное изменение давления на поверхности профиля происходит в виде колебания его мгновенного значения относительно некоторого осредненного давления, полученного экспериментально.

Частота периодических пульсаций давления в точке, расположенной на верхней поверхности в области отрыва, полученная расчетным путем составила $\nu = 188$ Гц, в то время как замеренные экспериментально пульсации давления лежали в диапазоне $\nu = 187 \div 193$ Гц. Таким образом, получено хорошее совпадение по частоте отрыва потока, вызванного взаимодействием скачка уплотнения с пограничным слоем.

3. Обтекание тонкой пластины

Задача следующего теста – дать оценку возможности применения представленной численной модели для расчета безотрывного обтекания тонкого профиля при больших числах Рейнольдса. Характер течения в окрестности задней кромки полностью определяет структуру закруточного спутного следа, являющегося основным фактором нестационарного взаимодействия венцов турбомашин.

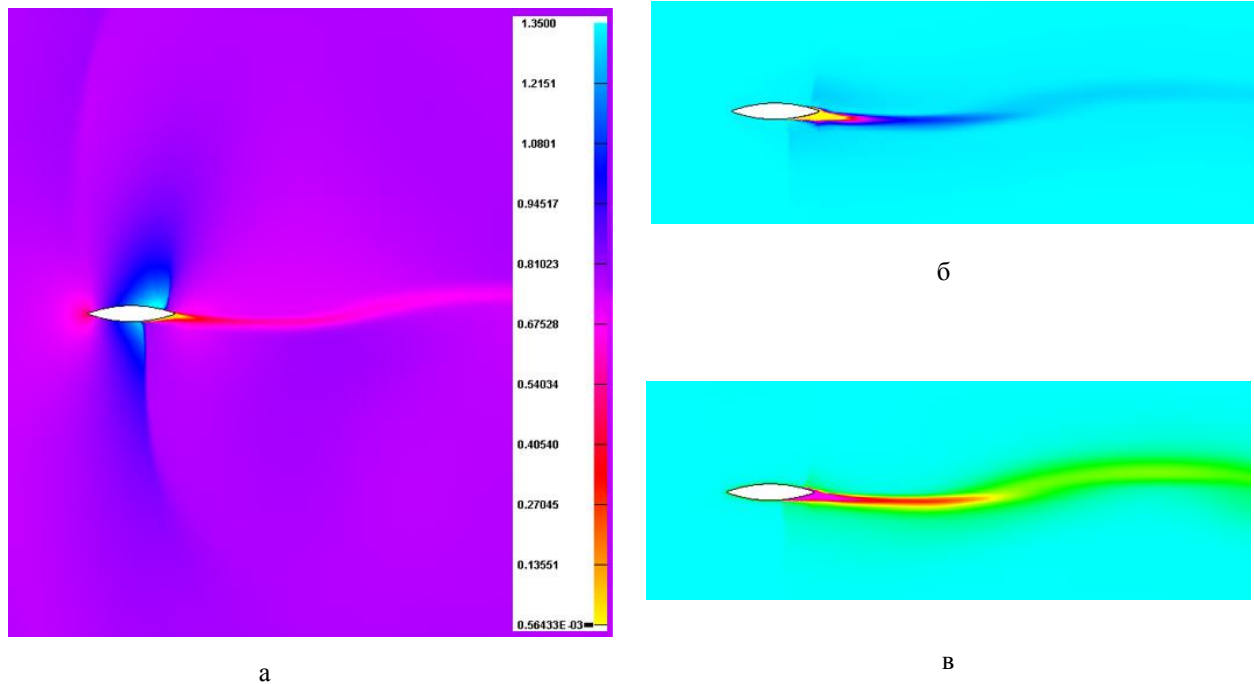


Рис. 1. Мгновенные поля параметров:

а – числа М, б – кинетической энергии турбулентности, в – энтропийной функции

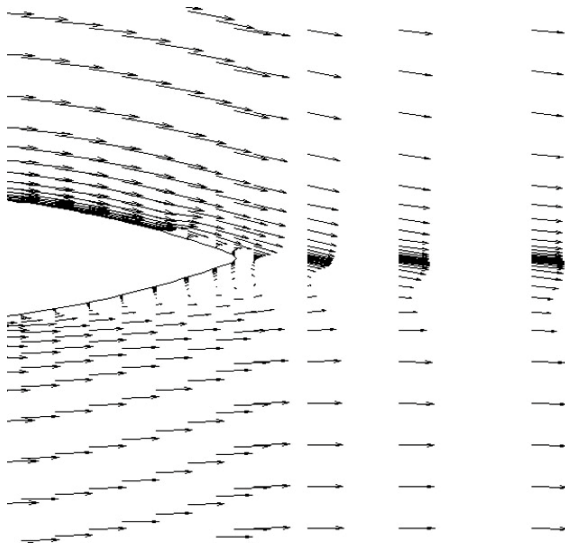
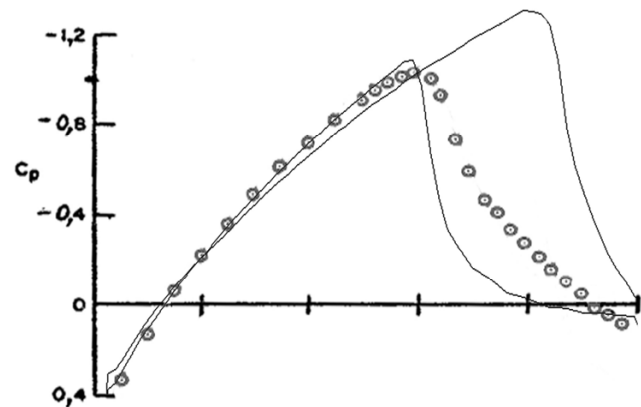


Рис. 2. Мгновенное поле векторов скорости

Рис. 3. Мгновенное распределение коэффициента давления C_p на профиле

Результаты расчетов сопоставлялись с результатами продувок тонкой пластины, помещенной в прямоугольной трубе.

Такие исследования проводились в научно-исследовательском центре им. Эймса [5] на режиме с параметрами: $M=0,7$, давлением торможения $P_T=275000\text{Па}$ и температурой торможения $T_T=862\text{К}$. Число Рейнольдса, посчитанное по длине пластины L , равнялось $Re_L=36,6 \cdot 10^6$.

Поведение течения газа в окрестности задней кромки обтекаемого тела и области ближнего следа определяется структурой пограничного слоя при заданном режиме течения. Таким образом, сравне-

ние численных и экспериментальных данных позволяет дать оценку работоспособности выбранной модели турбулентности и пристеночной функции при безотрывном обтекании профиля.

На рис. 4 показаны поля распределения параметров: а – числа М и б – кинетической энергии турбулентности.

Распределение статического давления на поверхности пластины, отнесенное к величине полного давления на входе P_T , изображено на рис. 5, где символом «°» обозначены экспериментальные значения; сплошная линия – значения, полученные численно; L – длина пластины.

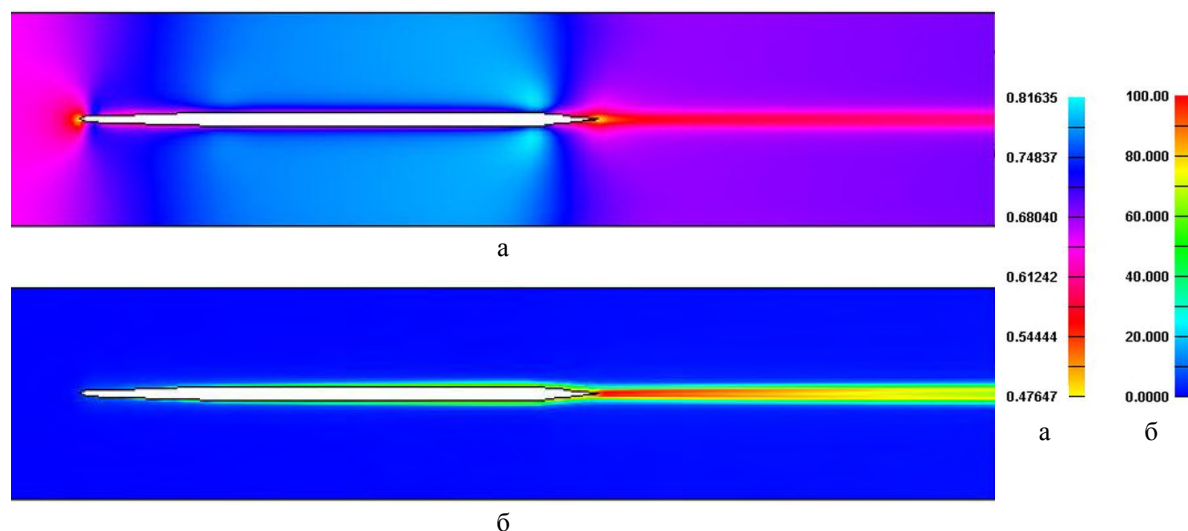


Рис. 4. Распределение параметров: а – числа М, б – кинетической энергии турбулентности

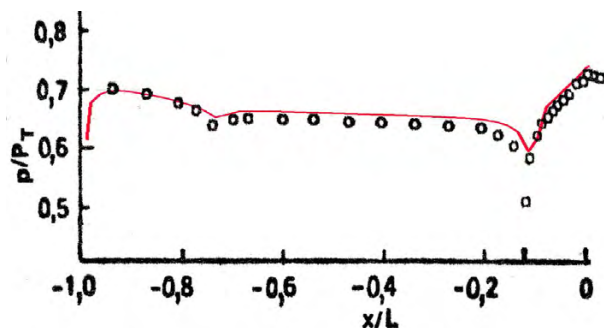


Рис. 5. Распределение безразмерного статического давления на поверхности пластины

На рис. 6 представлено сравнение профилей безразмерной скорости u/u_0 на пластине в окрестности задней кромки и в ближнем следе течения, полученных численно и экспериментально, где u_0 – скорость в невозмущенном потоке.

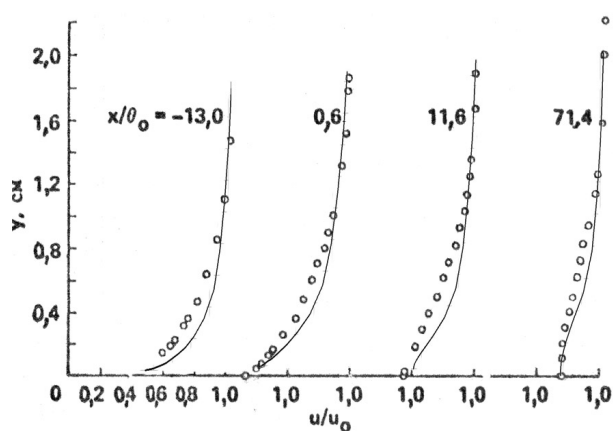


Рис. 6. Распределение профилей средней скорости на поверхности пластины и в ближней части следа

Как видно из диаграмм, расчетные и экспериментальные профили скорости неплохо согласуются на большей части толщины пограничного слоя. Небольшие расхождения наблюдаются вблизи стенки, что обусловлено недостаточным мелким размером расчетной сетки ($Y^+ = 20$). Улучшение точности расчета в конкретном случае течения, требует задания расчетной сетки с более мелкими размерами ячеек в пристеночной области.

Очевидно, полученной точности совпадения расчетных профилей скорости с экспериментальными достаточно для успешного моделирования распространения закруточного спутного следа, как источника возмущений для лопаток венца, стоящего ниже по потоку газа.

Выводы

В результате тестирования представленной численной модели можно сделать следующие выводы:

- 1) при моделировании взаимодействия скачка уплотнения с пограничным слоем, получено хорошее совпадение нестационарного распределения давления на профиле с экспериментально измеренным осредненным;
- 2) частота пульсаций зоны отрыва, полученная численно, хорошо совпадает с экспериментальными замерами, что позволяет сделать вывод о применимости данной модели для расчета нестационарных отрывных течений;
- 3) в окрестности задней кромки пластины и в ближнем следе течения получены профили скорости с точностью достаточной для моделирования структуры закруточного спутного следа.

Литература

1. Sondak, D.L. Wall Functions for the k- ϵ Turbulence Model in Generalized Nonorthogonal Curvilinear Coordinates [Text] / D.L. Sondak, R.H. Pletcher, W.R. Van Dalsem. Final Report // Engineering research institute, Iowa state University, 1990. – 184 p.
2. Годунов, С.К. Разностный метод расчета ударных волн [Текст] / С.К. Годунов // Успехи мат. наук. – 1957. – Т. 12, № 1. – С. 176 – 177.
3. Численное решение многомерных задач газовой динамики [Текст] / С.К. Годунов, А.В. Забро-

дин, М.Я. Иванов, А.Н. Крайко, Г.П. Прокопов. - М.: Наука, 1976. – 400 с.

4. Макдевитт. Трансзвуковое течение около толстого профиля, образованного дугами окружности [Текст] / Макдевитт, Леви мл., Диверт // Ракетная техника и космонавтика, 1976. – Т. 14, № 5. – С. 75 – 83.

5. Течение в следе за задней кромкой при больших числах Рейнольдса [Текст] / П.Р. Висванатх, Дж.В. Клири, Х.Л. Сигмиллер, К.К. Хорстмен // Ракетная техника и космонавтика. – 1980. – Т. 18, № 9. – С. 44 – 53.

Поступила в редакцию 30.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой технологии авиационных двигателей А.Я. Качан, Запорожский национальный технический университет, Запорожье.

ВЕРИФІКАЦІЯ МЕТОДУ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ВІДРИВНИХ ТЕЧІЙ ГАЗУ

Ю.П. Кухтін, В.М. Лапотко, Г.І. Слинко

Представлені основні рівняння, що моделюють течію в'язкого теплопровідного газу в циліндричній системі координат. Для замикання основних рівнянь використана двопараметрична стандартна к- ϵ модель турбулентності. В якості першого тесту проведено розрахунок трансзвукової течії газу поблизу товстого профілю на нестационарному режимі, обумовленому відривом. Другий тест представлений розрахунком обтікання тонкої пластини на дозвуковому режимі. Показано, що результати отриманих чисельних рішень добре збігаються з експериментальними даними.

Ключові слова: рівняння Нав'є-Стокса, к- ϵ модель турбулентності, нестационарний відрив.

VERIFICATION OF THE NUMERICAL METHOD FOR DETACHED FLOWS SOLUTION

Yu.P. Kukhtin, V.M. Lapotko, G.I. Slynko

The governing equations which describes the viscous heat-conducting flow in a cylindrical coordinate system are presented. For the closure of the basic equations used a standard two-equation k- ϵ turbulence model. A transonic flow around a thick profile by a stationary conditions was calculated as a first test. The second test shows the numerical simulation of the subsonic flow around of a thin plate. It is shown that results of the numerical solution are well correlated with experimental data.

Key words: Navier-Stokes equations, the k- ϵ turbulence model, instantaneous separation.

Кухтін Юрій Петрович – канд. техн. наук, інженер-конструктор ГП «Івченко-Прогрес», Запорожжє, Україна, e-mail: flow_gd2@mail.ru.

Лапотко Василь Михайлович – канд. техн. наук, ведучий інженер ГП «Івченко-Прогрес», Запорожжє, Україна, e-mail: flow_gd@mail.ru.

Слинко Георгій Іванович – д-р техн. наук, заведуючий кафедрою теплотехники і гідравлики Запорожського Національного технічного університету, Запорожжє, Україна, e-mail: gslynko@zntu.edu.ua.

УДК 621.454

А.М. ТЕРЕШИН, А.Ф. ЧЕВАГИН

*Центральный аэрогидродинамический институт им. проф. Н.Е. Жуковского, Жуковский, Россия***ТОРМОЖЕНИЕ СВЕРХЗВУКОВОГО ПОТОКА В ПСЕВДОСКАЧКЕ, КОНЦЕПЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ДИАМЕТРА**

Работа посвящена исследованию газодинамических процессов, происходящих в проточном тракте двигателей, применяемых на высокоскоростных сверхзвуковых летательных аппаратах. В частности, рассматриваются прямооточные воздушно-реактивные двигатели различной, в том числе плоской конфигурации. Одним из важных геометрических параметров, влияющим на характеристики течения в плоском канале, является отношение ширины канала к его высоте. Уменьшение данного отношения путем секционирования канала хотя и снижает продольные размеры области торможения, но приводит к увеличению потерь полного давления и вполне очевидно, что величина данного отношения должна быть ограничена снизу. Ограничение сверху можно получить либо из условия обеспечения приемлемой длины канала с реализацией в нем торможения сверхзвукового потока в псевдоскачке, либо именно из условия реализации течения с торможением в псевдоскачке при максимально возможной относительной ширине. Определение наибольшей относительной ширины плоского канала, при которой еще возможно течение с торможением в псевдоскачке, определение области существования псевдоскачка рассматривается в настоящей работе.

Ключевые слова: прямооточный воздушно-реактивный двигатель, псевдоскачок, пограничный слой, гидравлический диаметр, проточный тракт, отрыв пограничного слоя.

Введение

Работа посвящена исследованию газодинамических процессов, происходящих в проточном тракте двигателей, применяемых на высокоскоростных сверхзвуковых летательных аппаратах. В частности, рассматриваются прямооточные воздушно-реактивные двигатели различной конфигурации.

Условие интеграции силовой установки с планером летательного аппарата (ЛА) для больших сверхзвуковых скоростей полета накладывает требование применения двигателей плоской конфигурации, расположенных на поверхности корпуса ЛА или его крыльев. Это подразумевает использовать в двигателях плоские прямоугольные или близкие к ним проточные тракты.

Одним из важных геометрических параметров, влияющим на характеристики течения в плоском канале, является отношение ширины канала к его высоте $\bar{b} = b/h$ [1, 2]. Уменьшение $\bar{b}$ путем секционирования канала хотя и снижает продольные размеры области торможения [1], но это приводит к увеличению потерь полного давления [2] и вполне очевидно, что величина $\bar{b}$ должна быть ограничена снизу, т.е. $\bar{b} \geq \bar{b}_{\min}$. Ограничение сверху можно получить либо из условия обеспечения приемлемой длины канала с реализацией в нем торможения

сверхзвукового потока в псевдоскачке, либо именно из условия реализации течения с торможением в псевдоскачке при максимально возможной относительной ширине $\bar{b}_{\max}$.

Определение наибольшей относительной ширины плоского канала, при которой еще возможно течение с торможением в псевдоскачке, рассматривается в настоящей работе.

Результаты исследований

Как показывают многочисленные экспериментальные исследования, торможение сверхзвукового потока в плоских каналах с $\bar{b} > 1$ происходит с образованием в головной части значительных зон отрыва потока у меньших стенок. Это хорошо иллюстрируется на рис. 1, где представлена картина течения с торможением в плоском канале с относительной величиной $\bar{b} = 6$ для чисел Маха $M_H = 2$ и 3,5 (высота канала $h = 10$ мм, ширина $b = 60$ мм).

Полученные распределения статического давления по длине канала показывают, что для $M_H = 2$ торможение происходит в псевдоскачке, а в случае $M_H = 3,5$ течение существенно неравномерное с явно выраженным «плато» давления в начальном участке области торможения около одной из боковых стенок. Кроме того, в этом случае наблюдаются ло-

кальные области с сомкнувшимися оторвавшимися пограничными слоями от противоположных широких стенок, т.е. в этом случае торможение потока происходит не в псевдоскачке, а в некоем отрывном течении.

Подобные результаты можно также видеть в работе [3].

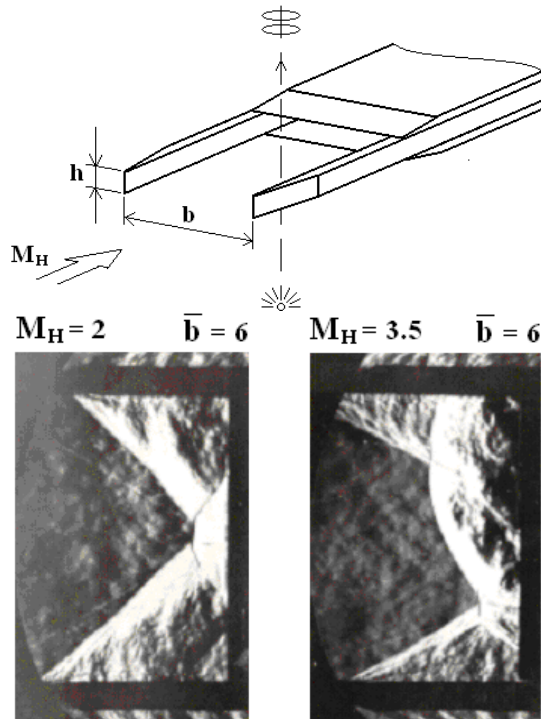


Рис. 1. Торможение сверхзвукового потока на входе плоского канала

Используя условие симметричности для псевдоскачка, можно установить связь между шириной канала и основными геометрическими характеристиками отрывного течения на меньших стенках на начальном участке торможения (рис. 2):

$$\frac{b}{\delta^*} = 2 \cdot \frac{\text{ctg}(\delta_{\text{отр}}) + \text{ctg}(\varepsilon_2)}{\text{ctg}(\varepsilon_1) + \text{ctg}(\varepsilon_2)} \cdot \frac{h_{\text{отр}}}{\delta^*} \quad (1)$$

Здесь δ^* – толщина вытеснения пограничного слоя перед зоной отрыва.

Углы наклона косых скачков уплотнения ε_1 и ε_2 и угол отрыва потока $\delta_{\text{отр}}$ определяются в зависимости от числа M_H набегающего потока и состояния пограничного слоя перед зоной отрыва. В частности, величина $\delta_{\text{отр}}$ (а по ней уже и $\varepsilon_1, \varepsilon_2$) для заданного M_H и числа Re_X может быть определена, например, из известных зависимостей $\delta_{\text{отр}} = f(M, Re_X)$ работы [4].

Углы наклона косых скачков уплотнения ε_1 и ε_2 и угол отрыва потока $\delta_{\text{отр}}$ определяются в зависимости от числа M_H набегающего потока и состояния пограничного слоя перед зоной отрыва.

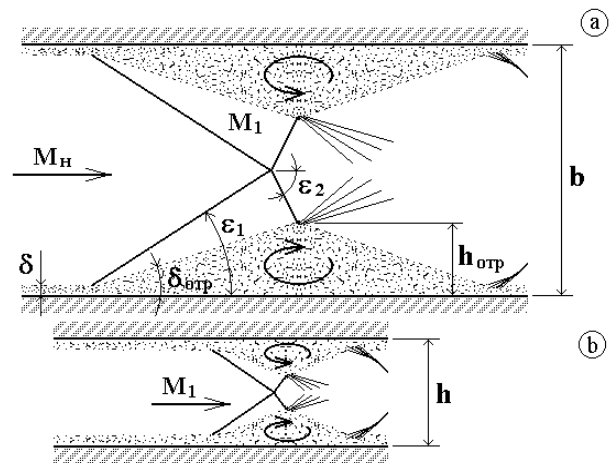


Рис. 2. Торможение потока в головной части псевдоскачка на узких (а) и широких (б) стенках плоского канала

В частности, величина $\delta_{\text{отр}}$ (а по ней уже и $\varepsilon_1, \varepsilon_2$) для заданного M_H и числа Re_X может быть определена, например, из известных зависимостей

$$\delta_{\text{отр}} = f(M, Re_X)$$

работы [4].

В работах [3, 5, 6] показано, что максимальная высота каждой из зон отрыва $h_{\text{отр}}$ на меньших стенках, генерируемых падающими косыми скачками в головной части псевдоскачка (см. рис.2-а), не больше высоты канала h . Исходя из этого, для относительной ширины канала по двумерному расчету, используя зависимость (1), можно получить выражение:

$$\bar{b} = \frac{b}{h} = 2 \cdot \frac{\text{ctg}(\delta_{\text{отр}}) + \text{ctg}(\varepsilon_2)}{\text{ctg}(\varepsilon_1) + \text{ctg}(\varepsilon_2)} = f(M_H) \quad (2)$$

На рис. 3 график зависимости (2) $\bar{b} = f(M_H)$ представлен штриховой линией.

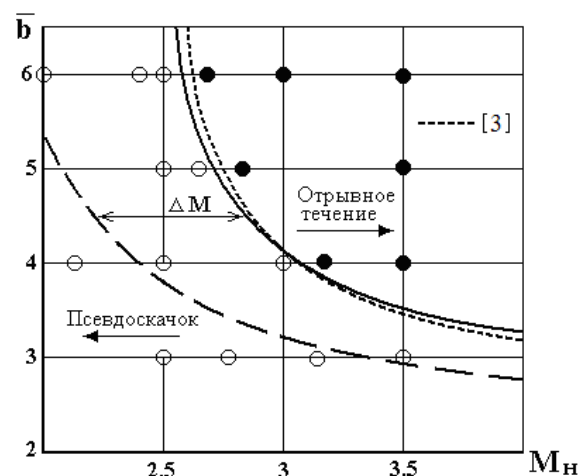


Рис. 3. Области реализации псевдоскачка и отрывного течения для плоских каналов

Теперь следует отметить, что зависимость (2) получена из условия двумерности течения в начальной части псевдоскачка. На самом деле отрывное течение реализуется не только в плоскости параллельной наибольшей стороне канала b , но и в перпендикулярной ей плоскости. Схема течения в этой плоскости представлена на рис. 2 б. Как показано в работах [5, 6], при этом параметры отрывных зон в этой плоскости определяются не числом M_H , а числами M_1 за косыми скачками от зон отрыва на меньших стенках канала – см. рис. 2 а.

В связи с этим предлагается двумерная расчетная схема, представленная на рис. 4. Набегающий поток с числом M_H тормозится в косом скачке уплотнения, соответствующем углу отрыва пограничного слоя $\delta_{отр}$ для M_H ($\delta_{отр}$ определяется, например, по данным работы [4]), и далее для числа M_H^1 за этим скачком производится определение $\bar{b}$ по выражению (2).

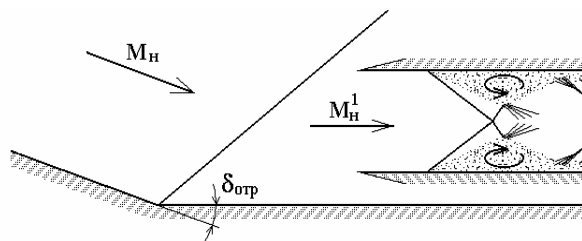


Рис. 4. Расчетная схема течения

Таким образом, по предлагаемой схеме можно рассчитать максимальные значения относительной ширины плоского канала $\bar{b}$ (когда еще реализуется торможение потока в симметричном псевдоскачке), но уже с поправкой на трехмерность течения, которая выражается поправкой по числу M_H набегающего потока ΔM . Расчет $\bar{b}$ с поправкой на ΔM на рис. 3 представлен сплошной линией. Экспериментальные данные, полученные автором для плоских каналов с $\bar{b} = 3, 4, 5, 6$ и диапазона чисел $M_H = 2 \dots 3,5$ также представлены на этом рисунке: светлые значки – поток тормозится с реализацией симметричного псевдоскачка, темные – торможение потока в несимметричном отрывном течении. Пунктирной линией представлена экспериментальная кривая, полученная позднее в своих исследованиях В.И. Пензиным [3] (ЦАГИ).

Сравнение полученной теоретической зависимости $\bar{b} = f(M_H)$ с экспериментальными данными показывает их сходимость, что подтверждает достоверность и правильность проведенных рассуждений, выкладок и принятых допущений при выводе этой зависимости.

В работах В.И. Пензина [2, 3] экспериментально показано, что если известен режим течения торможения сверхзвукового потока в канале (торможение или в псевдоскачке, или в отрывном течении – см. рис. 1, 3), то длину области восстановления давления в псевдоскачке можно оценить, используя концепцию гидравлического диаметра, определяемого как отношение учетверенной площади поперечного сечения канала к его периметру $d_H = 4 \cdot F / U$. (под концепцией имеется ввиду возможность получения линейной зависимости абсолютной длины области торможения $L_{ПС}$ от величины гидравлического диаметра d_H с коэффициентом пропорциональности, зависящим от параметров набегающего потока)

Этот экспериментально полученный факт был получен автором (А.М. Терешин) представляемой работы теоретическим путем.

Запишем для средних параметров уравнение количества движения сжимаемого потока, движущегося с торможением при наличии трения в канале постоянного сечения:

$$F \cdot \frac{d}{dx} (\rho \cdot u^2 + P) = -U \cdot \tau_w.$$

Здесь: F – площадь поперечного сечения канала;

U – периметр канала;

ρ, u, P – плотность, скорость и статическое давление потока;

τ_w – касательное напряжение на стенке.

Вводя газодинамическую функцию $z(\lambda)$, безразмерный коэффициент трения C_f и безразмерную температуру торможения $\Theta = T_0 / T_w$ (T_0 – температура торможения потока, T_w – температура стенки), получим:

$$\frac{k+1}{2k} \cdot \frac{d}{dx} [\sqrt{\Theta} \cdot z(\lambda)] = -\frac{U}{F} \cdot \frac{C_f}{2} \cdot \sqrt{\Theta} \cdot \lambda,$$

или

$$dx = -\frac{F}{U} \cdot \frac{k+1}{k} \cdot \frac{1}{\sqrt{\Theta} \cdot C_f \cdot \lambda} \cdot d[\sqrt{\Theta} \cdot z(\lambda)]. \quad (3)$$

Это выражение интегрируется в осредненных параметрах с привлечением уравнений энергии и неразрывности в диапазонах изменения осредненной приведенной скорости λ либо $1 \leq \lambda \leq \lambda_{\max}$, либо $1 \geq \lambda \geq 0$ [7]. В случае применения выражения (3) для описания процессов в псевдоскачке, параметры в его правой части Θ и C_f должны быть функционально выражены через λ и тогда интеграл этой части будет выражать длину области торможения, а при определенных пределах интегрирования λ_1 и

λ_2 , удовлетворяющих условиям псевдоскачка – его длину $L_{\text{ПС}}$. Тогда, вынося постоянное отношение F/U за пределы интегрирования, получим:

$$L_{\text{ПС}} = x_2 - x_1 = \int_{x_1}^{x_2} dx = -\frac{F}{U} \cdot \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \left(\frac{k+1}{k} \right) \cdot \frac{1}{\sqrt{\Theta} \cdot C_f \cdot \lambda} \cdot d[\sqrt{\Theta} \cdot z(\lambda)].$$

Отмечая, что $4F/U$ – суть гидравлический диаметр d_Γ , и обозначая интеграл в правой части через $f(M)$, окончательно получим:

$$L_{\text{ПС}} = -d_\Gamma \cdot \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \left(\frac{k+1}{4k} \right) \cdot \frac{1}{\sqrt{\Theta} \cdot C_f \cdot \lambda} \cdot d[\sqrt{\Theta} \cdot z(\lambda)] = d_\Gamma \cdot f(M). \quad (4)$$

Полученное выражение представляет собой линейную зависимость длины псевдоскачка от величины гидравлического диаметра с коэффициентом пропорциональности, зависящим от параметров набегающего потока. И, значит, соблюдается концепция гидравлического диаметра.

Рассматривая течение в прямоугольных каналах, выразим выражение (4) в относительных линейных величинах, разделив левую и правую части выражения на высоту канала h .

Обозначая $L_{\text{ПС}}/h = \bar{L}_{\text{ПС}}$ и $d_\Gamma/h = \bar{d}_\Gamma$, будем иметь:

$$\bar{L}_{\text{ПС}} = \bar{d}_\Gamma \cdot f(M).$$

Для случая $\bar{d}_\Gamma = 1$ (канал квадратного или круглого сечения) относительная длина псевдоскачка $\bar{L}_{\text{ПС},0}$ соответствует интегралу, стоящему в правой части (4), то есть:

$$\bar{L}_{\text{ПС},0} = - \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \left(\frac{k+1}{4k} \right) \cdot \frac{1}{\sqrt{\Theta} \cdot C_f \cdot \lambda} \cdot d[\sqrt{\Theta} \cdot z(\lambda)]. \quad (5)$$

Выражение (5) определяет в общем виде относительную длину псевдоскачка в канале постоянного сечения с наименьшим значением диаметра $\bar{d}_\Gamma = 1$.

Для канала прямоугольного сечения со сторонами b и h величина относительного гидравлического диаметра имеет вид:

$$\bar{d}_\Gamma = \frac{d_\Gamma}{h} = \frac{4b \cdot h}{2(b+h) \cdot h} = \frac{2b}{b+1}.$$

Тогда, для плоского канала зависимость (4) в относительных величинах принимает вид:

$$\bar{L}_{\text{ПС}} = \frac{2b}{b+1} \cdot \bar{L}_{\text{ПС},0}. \quad (6)$$

Полученные зависимости (4), (5), (6) в общем виде полностью определяют линейные размеры области торможения в псевдоскачке в плоских и квадратных (круглых) каналах.

Зависимость $\bar{L}_{\text{ПС},0} = f(M)$ для каналов квадратного или круглого сечения может быть использована по данным многих исследователей (см., например, работы [8–12]). На рис. 5 представлены зависимости $\bar{L}_{\text{ПС},0} = f(M)$, полученные в отмеченных работах.

Как видно из рисунка, разброс по величине относительной длины псевдоскачка составляет до ~ 2-х калибров. Это объясняется, по-видимому, различным подходом у исследователей определения начала и конца псевдоскачка. К примеру, конец псевдоскачка можно определять либо по величине статического давления (достижение P_{max}), либо по величине относительной скорости потока λ (соответствие скорости потока скорости за прямым скачком).

На графике рис. 6 приведены расчетные значения относительной длины псевдоскачка

$$\bar{L}_{\text{ПС}} = L_{\text{ПС}} / h$$

в плоском канале в зависимости от M_H и $\bar{b}$.

Расчет произведен по формуле (6), где в качестве начальной длины $\bar{L}_{\text{ПС},0}$ для $\bar{b} = 1$ используется выражение из работы [8]:

$$\bar{L}_{\text{ПС},0} = 2 \cdot \frac{k+1}{k-1} \cdot \left(1 - \frac{1}{M_H^2} \right).$$

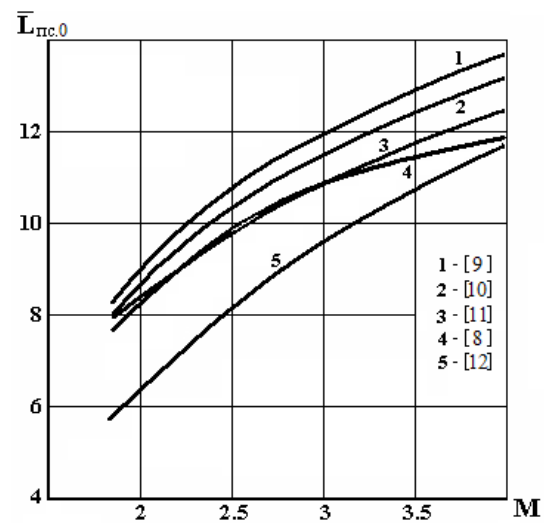


Рис. 5. Длина псевдоскачка для каналов квадратного или круглого сечения

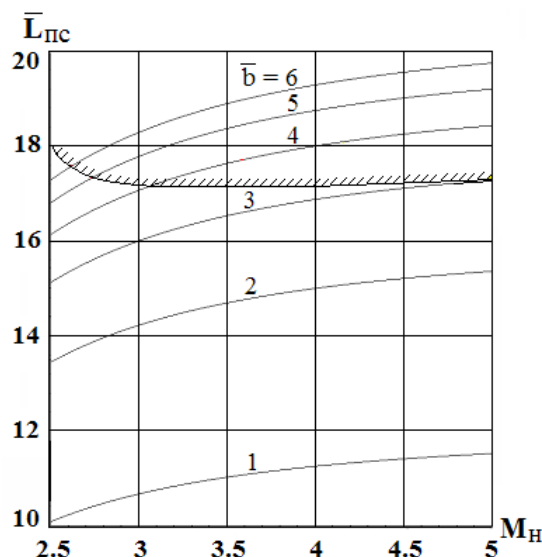


Рис. 6. Длина псевдоскачка в зависимости от числа M_H и относительной ширины плоского канала

На этом же графике (с использованием графика на рис. 3) отмечена граница, соответствующая максимальным значениям $\bar{L}_{\max}$, при которых еще реализуется псевдоскачок.

График наглядно иллюстрирует, как можно еще на этапе предварительного проектирования определять необходимые наибольшие значения относительной ширины канала предкамерного диффузора при реализации в нем торможения потока в псевдоскачке.

Выводы

Таким образом, расчетным путем определены:

- граница области существования в плоских каналах торможения сверхзвукового потока в псевдоскачке и отрывном несимметричном течении;

- подтверждена концепция гидравлического диаметра, заключающаяся в получение линейной зависимости абсолютной длины области торможения в псевдоскачке от величины гидравлического диаметра с коэффициентом пропорциональности, зависящим от параметров набегающего потока.

Полученные теоретические зависимости подтверждены экспериментально.

Литература

1. Newmann, E.P. Supersonic diffusers for wind tunnels [Text] / E.P. Newmann, F. Lustwerk // *Journal of Applied Mechanics*. – 1949. – Vol. 16, № 2. – P. 17 – 22.
2. Пензин, В.И. Влияние формы поперечного сечения прямоугольного канала на торможение сверхзвукового потока [Текст] / В.И. Пензин // *Ученые записки ЦАГИ*. – 1988. – Т. 19, № 3. – С. 45 – 52.
3. Пензин, В.И. Псевдоскачок и отрывное течение в прямоугольных каналах [Текст] / В.И. Пензин // *Ученые записки ЦАГИ*. – 1988. – Т. 19, № 1. – С. 7 – 23.
4. Erdos, J. Shock-boundary layer interaction and flow separations [Text] / J. Erdos, A. Pallone // *Proc. Heat Transfer and Fluid Mechanics institute. Washington, 1962*. – Stanford: Calif. Univ. Press., 1962. – P. 239 – 254.
5. Терешин, А.М. К вопросу о существовании течения в псевдоскачке в прямоугольных каналах [Текст] / А.М. Терешин // *Тр. 10 Чтений, посвященных разработке научного наследия и развитию идей Ф.А.Цандера: Секция Теория двигателей летательных аппаратов*. – Рига, 1987. – С. 40 – 52.
6. Терешин, А.М. К вопросу о длине псевдоскачка [Текст] / А.М. Терешин // *Тр. 12 научн. чтений, посвященных памяти выдающихся советских ученых – пионеров освоения космического пространства: Секция Двигатели летательных аппаратов*. – М., 1988. – С. 7 – 24.
7. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика [Текст] / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976. – 320 с.
8. Зимонт, В.Л. Расчет псевдоскачка в цилиндрическом канале [Текст] / В.Л. Зимонт, В.Н. Острась // *Ученые записки ЦАГИ*. – 1974. – Т. 5, № 3. – С. 19-29.
9. Navweps. Handbook of supersonic aerodynamics [Text] / Navweps. – 1959. – Vol. 6, № 17. – P. 271.
10. Ikui, T. The mechanism of pseudoshock waves [Text] / T. Ikui, K. Matsuo, M. Nagai // *Bull. of JSME*. – 1974. – Vol. 17, № 108. – P. 731 – 739.
11. Крокко, Л. Одномерное рассмотрение газовой динамики установившихся течений [Текст] / Л. Крокко // В кн. *Основы газовой динамики* / под ред. Г.М. Эммонса. – М.: Изд-во. Иностран. лит., 1963. – 286 с.
12. Острась, В.Н. Экспериментальное исследование силы трения в цилиндрическом канале при наличии псевдоскачка [Текст] / В.Н. Острась, В.И. Пензин // *Ученые записки ЦАГИ*. – 1974. – Т. 5, № 2. – С. 9 – 24.

Поступила в редакцию 17.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, главный научный сотрудник А.К. Трифонов, Центральный аэрогидродинамический институт им. Н.Е. Жуковского (ЦАГИ), Жуковский, Россия.

ГАЛЬМУВАННЯ НАДЗВУКОВОГО ПОТОКУ У ПСЕВДОСТРИБКУ, КОНЦЕПЦІЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ДІАМЕТРУ

О.М. Терешин, О.Ф. Чевагин

Робота присвячена дослідженню газодинамічних процесів, які відбуваються у проточній частині двигунів, які застосовуються на високошвидкісних надзвукових літальних апаратах. Саме, розглядаються прямооточні повітряно-реактивні двигуни різної, у тому числі плоскої конфігурації. Одним з важливих геометричних параметрів, що впливають на характеристики течії в плоскому каналі, є відношення ширини каналу до його висоти. Зменшення даного відношення шляхом секціонування каналу хоч й знижує поздовжні розміри області гальмування, але призводить до збільшення втрат повного тиску і вочевидь, величина даного відношення повинна бути обмежена знизу. Обмеження зверху можна отримати або з умови забезпечення прийнятної довжини каналу з реалізацією у ньому гальмування надзвукового потоку в псевдострибку, або саме з умови реалізації течії з гальмуванням в псевдострибку при максимально можливій відносній ширині. Визначення найбільшої відносної ширини плоского каналу, за якої ще можлива течія з гальмуванням у псевдострибку, визначення області існування псевдострибку розглядається у цій роботі.

Ключові слова: прямооточний повітряно-реактивний двигун, псевдострибок, пограничний шар, гідравлічний діаметр, проточний тракт, відрив пограничного шару.

DECELERATION OF SUPERSONIC FLOW IN PSEUDOSHOCK, HYDRAULIC DIAMETER CONCEPT

A.M. Tereshin, A.F. Chevagin

Work is devoted to research gasdynamic the processes occurring in a flowing path of engines, applied on high-speed supersonic flying devices. In particular, direct-flow propulsion jet engines various, including a flat configuration are considered. One of the important geometrical parameters, characteristics of current in the flat channel, the attitude of width of the channel to its height is influencing. Reduction of this size by sectioning the channel though reduces the longitudinal sizes of area of braking, but leads to increase in losses of full pressure and it is quite obvious, that this size should be limited from below. Restriction from above can be received or from a condition of maintenance of comprehensible length of the channel with realization in it braking of a supersonic stream in pseudochock, or from a condition of realization of current with braking in pseudochock at the greatest possible relative width of the channel. Definition of the greatest relative width of the flat channel at which current with braking in pseudochock is still possible, definition of area of existence of pseudochock is considered in the present work.

Key words: ramjet engine, pseudochock, boundary layer, hydraulic diameter, ramjet duct, boundary layer separation.

Терешин Александр Михайлович – д-р техн. наук, член-корр. Российской академии космонавтики им. К.Э. Циолковского, вед. научный сотрудник, Центральный аэрогидродинамический институт им. Н.Е. Жуковского (ЦАГИ), Жуковский, Россия.

Чевагин Александр Федорович – канд. техн. наук, член-корр. Российской академии космонавтики им. К.Э. Циолковского, начальник отделения, Центральный аэрогидродинамический институт им. Н.Е. Жуковского (ЦАГИ), Жуковский, Россия.

УДК 621.515

В.А. ЩИПАКОВ*Компания «ОКБ им. А. Люльки»; Московский авиационный институт
(национальный исследовательский университет), Москва, Россия***РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА С БЛОКОМ ПУЛЬСИРУЮЩИХ
ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ РЕЗОНАТОРОВ**

Пульсирующий детонационный двигатель (ПудД) – новый тип двигателя для авиации. В нем реализуется термодинамический цикл, близкий к циклу со сгоранием топлива при постоянном объеме, а поэтому более экономичен, чем цикл Брайтона, используемый в существующих газотурбинных двигателях. На сегодняшний день практически исчерпаны возможности дальнейшего улучшения характеристик авиационных газотурбинных двигателей, что объясняется ограничением по существующим материалам, используемым при производстве ГТД и многими другими причинами. Поэтому, перспективы использования детонационного сгорания топлива, открывшиеся в последние годы, существенно повысили интерес к двигателям периодического сгорания.

Ключевые слова: пульсирующий двигатель, периодическое сгорание топлива, резонатор, детонационная волна, автоколебания.

Введение

Одной из главных задач, стоящих при проектировании авиационных двигателей, является повышение тягово-экономических характеристик, а также улучшение их габаритно-массовых параметров. У ГТД традиционных схем снижение $C_{уд}$ как правило, сопровождается возрастанием лобовых размеров и удельной массы двигателя. И, наконец, воздушно-реактивные двигатели, работающие по циклу $p=\text{const}$, отличаются той особенностью, что они имеют сравнительно узкий диапазон применения по режимам полета (по M_n и H_n), в пределах которых обеспечивается приемлемая тягово-экономическая эффективность каждого из них. Поэтому для обеспечения двигателями всего самолетного парка требуется иметь большое многообразие двигателей, отличающихся друг от друга не только размерностью, но также схемами и расчетными параметрами рабочего процесса.

Перспективы использования детонационного сгорания топлива, открывшиеся в последние годы, существенно повысили интерес к двигателям периодического сгорания[1].

Одним из возможных путей улучшения экономичности авиационных двигателей является переход от цикла с подводом тепла при постоянном давлении ($p=\text{const}$) к циклу с подводом тепла при постоянном объеме ($v=\text{const}$). Теоретически доказано, что при таком переходе можно обеспечить повышение термического КПД в 1,3...1,5 раза.

Так, в общей практике проектирования применяются математические модели расчета основных параметров двигателей, но отсутствуют методики совместного расчета основных параметров турбокомпрессорного агрегата с блоком пульсирующих газодинамических резонаторов.

Совершенствование методик расчета различных схем двигателей с блоками пульсирующих газодинамических резонаторов является актуальной научной проблемой.

Методика для расчета основных параметров турбокомпрессорного агрегата с блоком пульсирующих газодинамических резонаторов

Для расчета основных параметров тяговых модулей, в качестве исходных данных используются параметры воздуха на выходе из наружного контура двигателя.

$G_{\text{вых.нк}}$ – расход воздуха на выходе из наружного контура

$P_{\text{вых.нк}}$ – давление на выходе из наружного контура

$T_{\text{вых.нк}}$ – температура на выходе из наружного контура

Так же для расчета цикла детонационного сгорания топлива необходимо знать условия подвода теплоты q_1 в детонационной волне сгорания.

Главной целью расчета цикла с детонационным сгоранием топлива является определение величин

$l_{ц}$ и η_t . Работа цикла $l_{ц}$ характеризует тяговую эффективность цикла, а его термический КПД η_t оценивает термодинамические потери и характеризует экономичность цикла.

1. Определим подвод теплоты.

Подводимая теплота q_1 зависит от теплотворной способности применяемого топлива H_u и коэффициента избытка воздуха, а в детонационной камере сгорания определяется из соотношения:

$$q_1 = \frac{H_u}{\alpha L_0} \quad (1)$$

2. Затем определяем скорость распространения сверхзвуковой ударной волны по еще несгоревшей топливно – воздушной смеси характеризуется числом M_2 :

$$M_2^2 = A + \sqrt{A^2 + 1}, \quad (2)$$

$$\text{где } A = \left(k^2 - 1\right) \frac{q_1}{a_2^2} + 1; \quad (3)$$

$$a_2^2 = kRT_2, \quad (4)$$

где $T_2 = T_{\text{ввых.нк}}$ температура на входе в тяговый модуль;

3. Теперь по известным величинам M_2 и q_1

$$\eta_t = 1 - \frac{C_p T_1}{q_1} \left[\frac{1}{M_2^2} \left(\frac{1 + kM_2^2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k}} - 1 \right]. \quad (5)$$

4. Работа цикла выводится на основе известного термодинамического соотношения:

$$l_{ц} = q_1 \eta_t. \quad (6)$$

После того как определили работу и КПД цикла можно рассчитать удельные параметры цикла детонационного сгорания топлива – удельную тягу $R_{уд}$ и удельный расход топлива $C_{уд}$.

5. Для расчета величины $R_{удТМ}$, для ТМ ПудД выведена формула[3]:

$$R_{удТМ} = \sqrt{2(l_{ц} - l_k) + V_n^2} - V_n, \quad (7)$$

где l_k работа, сообщаемая воздуху в компрессоре ГСВ; V_n - скорость полета;

$l_k = C_p (T_{\text{ввых.нк}} - T_{\text{вх}})$, $T_{\text{вх}}$ здесь температура на входе в двигатель;

6. Зная удельную тягу можем определить тягу тягового модуля:

$$R_{ТМ} = R_{удТМ} \cdot G_{\text{ввых.нк}} \quad (8)$$

7. Теперь рассчитываем удельный расход топлива в тяговом модуле:

$$C_{удТМ} = \frac{3600}{\alpha L_0 R_{удТМ}}. \quad (9)$$

8. Найдем суммарную тягу двигателя, она складывается из тяги тяговых модулей и тяги через внутренний контур двигателя:

$$R_{\Sigma} = R_{ТМ} + R_{ВК}, \quad (10)$$

где $R_{ВК}$ – тяга внутреннего контура двигателя и она рассчитывается:

$$R_{ВК} = \left[(G_{\text{ГВВХ}} \cdot C_c) - (G_{\text{ВДВ}} - G_{\text{ВВВХ.НК}}) \cdot V_{\text{п}} \right] + (P_{\text{сстат}} - P_{\text{н}}) \cdot F_c, \quad (11)$$

где C_c - скорость истечения из сопла она находится по формуле:

$$C_c = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} R \cdot T_{\text{ГВВХ.НК}}}; \quad (12)$$

$$F_c = \frac{G_{\text{ГВВХ}} \cdot \sqrt{T_{\text{ГВВХ.НК}}}}{P_{\text{ГВВХ.НК}} \cdot q(\lambda) \cdot m_b}; \quad (13)$$

9. После того как смогли определить тягу всего двигателя можем посчитать теперь суммарный удельный расход двигателя с тяговыми модулями:

$$C_{уд\Sigma} = \frac{C_{удТМ} \cdot R_{ТМ} + G_{\text{кс}}}{R_{\Sigma}}, \quad (14)$$

где $G_{\text{кс}}$ – расход топлива через основную камеру сгорания.

10. Можно также определить полный расход топлива в тяговом модуле:

$$G_{ТМ} = C_{удТМ} \cdot R_{удТМ} \quad (15)$$

11. Часовой расход топлива двигателя с тяговыми модулями находится следующим образом:

$$G_{\Sigma} = C_{уд\Sigma} \cdot R_{\Sigma} \quad (16)$$

В изложенной методике дается расчет удельных параметров для идеальных термодинамических циклов. Но в цикле детонационного сгорания топлива при этом учтены потери, связанные с необратимостью подвода теплоты в детонационной волне. В реальном цикле детонационного сгорания топлива, как и во всех существующих ГТД, имеются гидравлические потери в элементах и потери, вызванные неполнотой сгорания топлива. И хотя эти потери сравнительно невелики, расчеты должны корректироваться, например, по данным стендовых испытаний моделей ТМ ПудД. Сравнение результатов расчетов с опытными данными для схемы ПудД

показывает приемлемую их сходимость. Опытные данные по величинам $P_{удТМ}$ и $C_{удТМ}$ даже несколько превышают расчетные, что объясняется, по-видимому, подсосом в резонатор ПуДД рассматриваемой схемы некоторого количества воздуха из окружающей атмосферы. Кроме того, сама модель расчета параметров ДВ является приближенной. Она не учитывает ряда особенностей процесса детонационного сгорания, таких как неравновесность процесса, зависимость свойств реагентов и продуктов реакции от температуры и давления и др. Учет этих и ряда других факторов должен осуществляться в моделях более высокого уровня, основанных на численном моделировании процессов детонационного сгорания. Но простота предлагаемого метода, его частичная экспериментальная проверка, а также подтверждение имеющимися более точными расчетными данными делают этот метод приемлемым для инженерных расчетов.

Приведенная методика, доведенная до расчета тягово-экономических характеристик ПуДД, может использоваться в ряде последующих исследований при формировании облика силовой установки с ПуДД для ЛА различного целевого назначения.

Сравнительный анализ рассчитанных тягово-экономических характеристик

Выполнено сравнение двухконтурного турбореактивного двигателя с форсажной камерой на базе АЛ-55 (рис. 1, а) и турбокомпрессорного агрегата АЛ-55 в компоновке с блоком пульсирующих газодинамических резонаторов, установленных в наружном контуре (рис. 1, б).

Предложенная компоновочная схема пульсирующего детонационного двигателя-демонстратора, состоит из последовательно соединенного газогенератора двигателя АЛ-55 и блока газодинамических резонаторов, установленных в наружном контуре. Расчет турбокомпрессорного агрегата АЛ-55 в компоновке с блоком пульсирующих газодинамических резонаторов выполнен по разработанной методике. Исходными данными для расчета основных параметров турбокомпрессорного агрегата АЛ-55 в компоновке с блоком пульсирующих газодинамических резонаторов являются данные за наружным контуром турбокомпрессорного агрегата АЛ-55 $G_{ввых.нк}^*$, $P_{ввых.нк}^*$, $T_{вх. гдр}^*$ на режиме $N = 0$, $M = 0,8$.

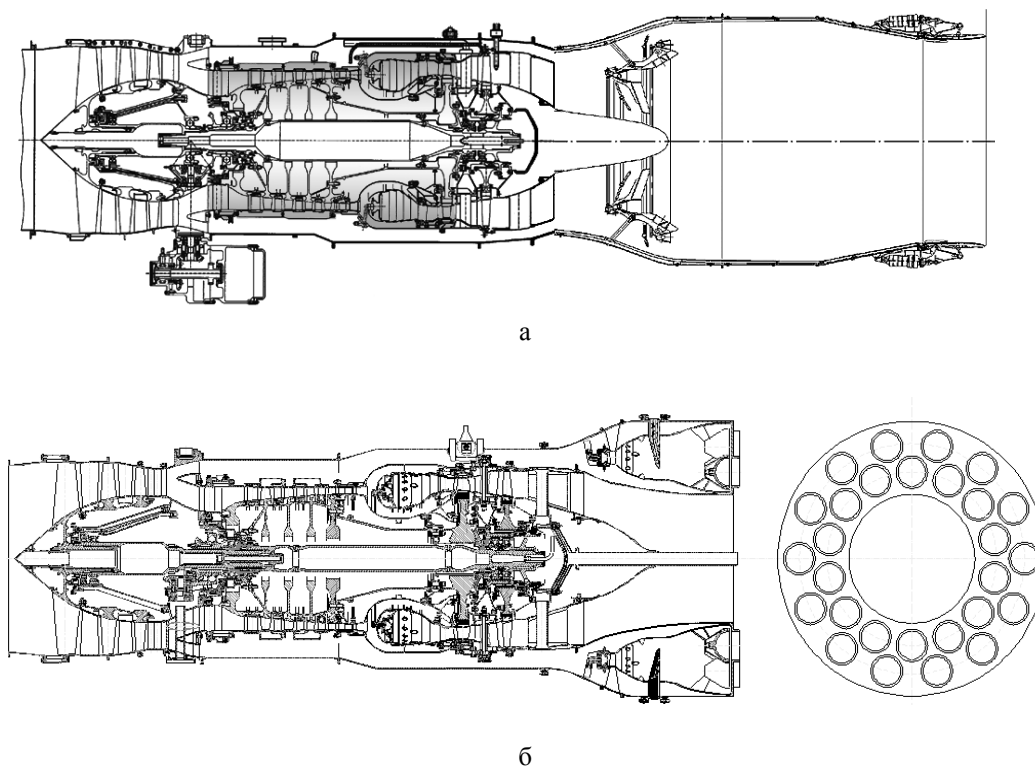


Рис. 1. а – двухконтурный турбореактивный двигатель с форсажной камерой на базе АЛ-55;
б – турбокомпрессорный агрегат АЛ-55 в компоновке с блоком пульсирующих
газодинамических резонаторов

В табл. 1 представлены исходные данные для расчета и основные параметры, рассчитанные по предложенной методике. На рис. 2 представлены экспериментальные зависимости удельной тяги от температуры на выходе в резонатор.

Результаты проведенных расчетно - теоретических исследований и стендовых модельных испытаний [4,5] дают основание рассчитывать на существенное улучшение тягово-экономических и массогабаритных показателей, упрощение конструкции, снижение стоимости таких двигателей в сравнении с существующими ГТД.

К настоящему времени проработаны различные схемы газогенераторов совместно с блоками газодинамических резонаторов.

Выводы

Разработанный ТКПДД новой схемы может получить реальное применение в составе силовых установок самолетов различных типов, поскольку он обеспечивает лучшие тягово-экономические характеристики по сравнению с существующими авиационными двигателями. Это видно из приве-

денного расчета по предложенной методике и сравнено с экспериментальными зависимостями. Применение пульсирующих детонационных технологий позволяет увеличить удельную тягу на 30-50%.

Тяговые устройства таких ТКПДД в модульном исполнении отличаются универсальностью и могут быть использованы на всех типах летательных аппаратов.

Одним из наиболее надежных путей обеспечения стабильности работы тяговых устройств ТКПДД в условиях полета является поддержание постоянного давления воздуха на входе. Этим определяется в значительной мере облик и условия регулирования газогенераторов для таких двигателей.

Учитывая высокую экономичность, малый вес и габариты тяговых устройств ТКПДД и систем подвода к ним сжатого воздуха, целесообразна в ближайшей перспективе разработка комбинированных силовых установок на основе интеграции существующих авиационных газотурбинных двигателей различных типов с тяговыми устройствами ТКПДД, используемыми в качестве усилителей тяги, для решения ряда частных задач (замена форсажных камер сгорания, подъемных двигателей).

Таблица 1

Основные параметры

$T_{г*}, K$	$P_{ввых.нк*},$ кгс/см ²	$T_{ввых.гдр*},$ K	$G_{ввых.нк*},$ кг/с	R с ФК, кгс	$R_{ГДР},$ кгс	C_r с ФК, кг/с	$C_{rГДР},$ кг/с
1370	2,7	950	11,6	2700	3575	2,15	1,23

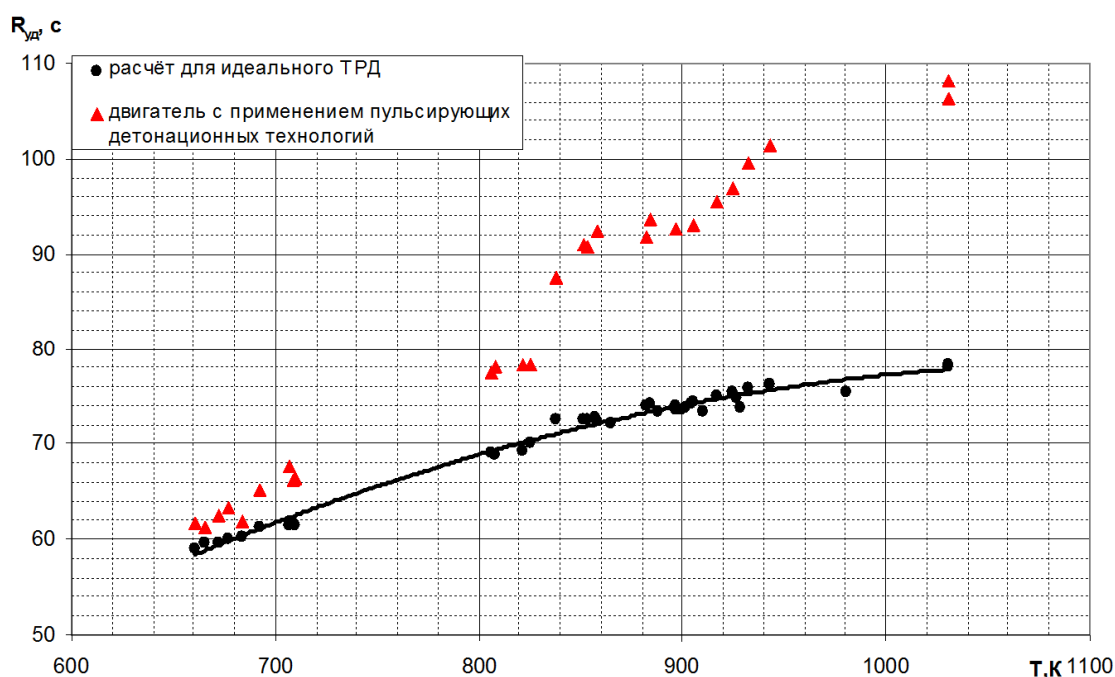


Рис. 2. Зависимость удельной тяги от температуры на входе в резонатор

Литература

1. Щипаков, В.А. Перспективы использования пульсирующих детонационных технологий в турбореактивных двигателях [Текст] / В.А. Щипаков, А.И. Тарасов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 9 (86). – С. 46-50.
2. Щипаков, В.А. Проблемы создания газотурбинного пульсирующего детонационного двигателя [Текст] / В.А. Щипаков, А.И. Тарасов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 9 (96). – С. 40-44.
3. Нечаев, Ю.Н. Расчет термодинамического цикла и удельных параметров пульсирующих детонационных двигателей [Текст] / Ю.Н. Нечаев // *Полет*. – 2006. – № 11. – С. 4-12.

4. Нечаев, Ю.Н. Параметрические исследования характеристик тяговых модулей пульсирующих детонационных двигателей [Текст] / Ю.Н. Нечаев // *Полет*. – 2008. – № 12. – С. 12-16.

5. Марчуков, Е.Ю. Результаты стендовых испытаний [Текст] / Е.Ю. Марчуков, С.В. Евстигнеев, А.И. Тарасов // *Материалы док. на конф. пульсирующих детонационных двигателей (10-11 ноября, 2009)*. – М.: ЦИАМ. – С. 108-112.

6. Нечаев, Ю.Н. Результаты экспериментальных исследований керосиновоздушных пульсирующих детонационных двигателей и вопросы их практического применения [Текст] / Ю.Н. Нечаев, А.С. Полев, А.И. Тарасов // *Химическая физика*. – 2003. – Т. 22, № 8. – С. 8-14.

Поступила в редакцию 31.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, Главный специалист Е.К. Рябов, компания «ОКБ им. А. Люльки», Москва, Россия.

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРНОГО АГРЕГАТУ З БЛОКОМ ПУЛЬСУЮЧИХ ГАЗОДИНАМІЧНИХ РЕЗОНАТОРІВ

В.А. Щипаков

Пульсуючий детонаційний двигун (ПудД) – новий тип двигуна для авіації. У ньому реалізується термодинамічний цикл, наближений до циклу зі згорянням пального при постійному об'ємі, а тому більш економний, ніж цикл Брайтона, який використовується в існуючих газотурбінних двигунах. На сьогоднішній день практично вичерпані можливості подальшого вдосконалення характеристик авіаційних газотурбінних двигунів, що пояснюється обмеженістю існуючих матеріалів, які використовують при виробництві ГТД, та багатьма іншими причинами. Тому перспективи використання детонаційного згоряння пального, які з'явилися за останні роки, суттєво підвищили інтерес до двигунів періодичного згоряння.

Ключові слова: пульсуючий двигун, періодичне згоряння палива, резонатор, детонаційна хвиля, автоколивання.

DESIGN AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE TURBOCOMPRESSOR UNIT WITH PULSATING GAS DYNAMIC RESONATORS

V.A. Shchipakov

For present day practically exhausted possibility of the further improvement of the features aircraft gas-turbine engines that is explained by restriction on existing materials, using at production GTE and many other reasons. Opened at the last years perspective of the using two-stage combustion fuel have greatly raised the interest to engines of periodic combustion fuel. The description happens in article to perspective model of the engine with two-stage combustion fuel. The Considered advantage and defect of the different schemes of the engines, similar models, problems of the designing.

Key words: pulse engine, periodic fuel combustion, resonator, detonation waves, autooscillation.

Щипаков Владимир Андреевич – инженер – конструктор компании «ОКБ им.А.Люльки», аспирант кафедры «Теория и расчет ВРД», Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), Москва, Россия.

УДК 621.438:621.564:621.643

Б.Д. БИЛЕКА, В.Я. КАБКОВ, Р.В. СЕРГИЕНКО*Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина*

К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ПРОПАНА В СИЛОВОМ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОМ ЦИКЛЕ С ИЗОТЕРМИЧЕСКИМ СЖАТИЕМ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ТЕПЛОУТИЛИЗИРУЮЩЕЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКЕ

В условиях тотальной экономии топлива и соблюдения норм межгосударственных договоренностей по охране окружающей среды значительному потенциалу сбросной теплоты энергетических установок электростанций, металлургической и химической промышленности уделяется недостаточно внимания. Существенные достоинства при утилизации низкопотенциальной сбросной теплоты таких установок имеют безводные технологии с использованием в качестве рабочего тела силового цикла Ренкина низкокипящих рабочих тел (НРТ). В работе проведен сравнительный анализ термодинамических характеристик и параметров рабочего цикла на разных НРТ. Рассмотрены варианты использования в качестве рабочего тела пропана, исследован новый сложный термодинамический цикл, являющийся комбинацией цикла Ренкина и изотермического сжатия рабочего тела.

Ключевые слова: *низкокипящие рабочие тела, пентан, гексан, пропан, паросиловой цикл Ренкина, теплоутилизирующая энергетическая установка.*

Введение

Дефицит и дороговизна углеводородных топливных ресурсов серьезно стимулируют поиски альтернативных путей решения энергетических проблем мирового сообщества. Одним из важных направлений в решении этой проблемы явилось развитие биоэнергетики и энергетики на основе возобновляемых источников. В то же время совершенно недостаточно уделяется внимания использованию громадного потенциала сбросной теплоты энергетических установок ТЭС, ТЭЦ, промышленных и коммунальных котельных, установок и печей в металлургической и химической промышленности. Названные источники сбросной теплоты можно разделить на два класса – высокопотенциальные и низкопотенциальные. К первым можно отнести среды с уровнем температур порядка 400...600 °С и выше. Это преимущественно газозоудные среды на выходе из газотурбинных установок, двигателей, печей и т.п. Вторые – это газозоудные среды и жидкости (преимущественно, вода) на выходе из котельных и энергетических установок с температурами порядка 60...350 °С. Использование высокопотенциальных источников сбросной теплоты можно считать практически освоенным и достаточно широко распространенным путем. Осуществляется оно на базе парогазовых и паротурбинных технологий с газовыми и пароводяными рабочими телами.

Однако нельзя утверждать, что для высокопотенциальных источников сбросной теплоты использование парогазовых и паротурбинных установок

возможно лишь на базе пароводяного рабочего тела. В ряде случаев по соображениям эксплуатационного и технологического характера могут применяться иные термодинамически менее эффективные рабочие тела. Такой подход применяется в частности при использовании высокопотенциальной сбросной теплоты газоперекачивающих агрегатов (ГПА) компрессорных станций (КС) магистральных газопроводов (МГ) [1].

Эффективность названных выше технологий существенно падает при снижении температуры источника первичной теплоты, а при температурах ниже 300...350 °С их применение с использованием традиционного пароводяного рабочего тела становится нецелесообразным.

1. Термодинамические силовые циклы с НРТ

Выработка электрической или механической энергии на базе низкопотенциальных источников теплоты практически осуществима только на основе применения в термодинамических силовых циклах низкокипящих рабочих тел (НРТ). Это подтверждается широкомасштабным использованием в геотермальной энергетике энергетических установок, работающих по паровому силовому циклу Ренкина на НРТ углеводородного ряда и фреонах [2]. Достаточно заметное применение НРТ группы предельных углеводородов, как уже было отмечено выше, было использовано при создании энергетических установок, утилизирующих сбросную теплоту ГПА на КС.

Такие энергоустановки в комплексе с газотурбинной установкой ГПА образуют парогазовую установку, в паровом контуре которой используется НРТ вместо воды. Применение таких установок в рассматриваемом случае, как уже указывалось, связано с их эксплуатационными и технологическими преимуществами в сравнении с пароводяными ПГУ, обладающими, как известно, более высокой термодинамической эффективностью [3].

Для снижения температуры греющего теплоносителя на входе в котел-утилизатор (парогенератор), куда подается НРТ, до уровня ниже температуры самовоспламенения или температуры стабилизированного термического состояния НРТ используются двухконтурные схемы с промежуточным теплоносителем, возможно также снижение температуры первичного теплоносителя за счет подмешивания к нему атмосферного воздуха.

Вместе с тем следует отметить, что в настоящее время практического применения и внедрения в электроэнергетику такой способ энергетической утилизации низкопотенциальной сбросной теплоты с использованием НРТ пока не нашел, хотя теоретические вопросы применения и реализации таких силовых циклов рассматривались и принципиально решены [1, 4].

В рассматриваемом нами случае основными источниками сбросной теплоты являются уходящие газы энергетических и промышленных котлов, коммунальных котельных большой мощности, а также выхлопные газы промышленных парогазовых и газотурбинных установок. Изменение температурного диапазона этих источников находится в пределах 60...180 °С, а в некоторых случаях и выше. Для рассмотрения выбран наиболее распространенный рабочий диапазон от 120 до 180 °С, в который вписываются все названные выше источники. Наиболее естественным и органичным путем реализации теплоутилизующей энергетической установки (ТУЭУ) для этих условий является использование термодинамического паросилового цикла Ренкина на НРТ.

Такой рабочий цикл на пентане с началом процесса расширения из областей сухого насыщенного

пара, перегретого пара и из области сверхкритических параметров представлен на диаграмме состояния в системе координат $\ln(p)$ - i на рис. 1.

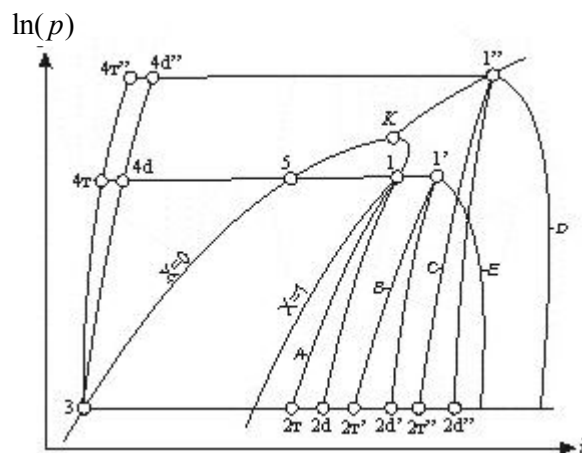


Рис. 1. Термодинамический цикл Ренкина для ТУЭУ на НРТ в различных областях изменения параметров рабочего тела

В [5] было показано, что для уровня начальных температур рабочего тела в пределах 160...250 °С лучшими энергетическими показателями обладают следующие НРТ группы предельных углеводородов: н-пентан, гексан, изобутан, но диапазон температур горячего источника 120...180 °С не рассматривался. А более лучшим сочетанием термодинамических и эксплуатационных качеств обладает н-пентан и гексан (табл. 1). Пентан является наиболее распространенным в рассматриваемых объектах энергетики и промышленности, в частности, в применении его в ТУЭУ на КС МГ [4, 6]. Выбор оптимального рабочего тела, а также возможных термодинамических циклов работы в названном выше температурном диапазоне, является важной самостоятельной задачей.

В последнее время появилась информация о технологии использования пропана для утилизации сбросной теплоты ТЭС и ТЭЦ на базе последовательного двухступенчатого цикла Ренкина. Авторы Д.Стингер и Ф.Миан назвали эту технологию – каскадный закрытый закольцованный цикл (CCLC) [7].

Таблица 1

Основные характеристики веществ, используемых в качестве НРТ в циклах ТУЭУ

Свойства	пропан	изобутан	н-пентан	гексан	фреон R123
Нормальная температура кипения, $t_{\text{нк}}, ^\circ\text{C}$	-42,07	-12,55	35,27	68,3	27,8
Критическая температура, $t_{\text{кр}}, ^\circ\text{C}$	96,85	134,98	196,65	234,0	183,0
Температура самовоспламенения, $t_{\text{св}}, ^\circ\text{C}$	466	431	284	261	негорюч
Удельная теплоемкость (20°С), $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$	2,3	2,37	2,345	2,51	-
Теплопроводность, $\lambda \cdot 10^3, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$	18,2	16,1	15,8	12,3	-
Плотность (20 °С), $\text{г}/\text{см}^3$	0,5005	0,58	0,6262	0,6594	-
Максимальная удельная работа цикла, $(\text{кДж}/\text{кг})/(\text{кг}/\text{с})$	-	10,2	48,9	58,1	20,3

Авторы утверждают, что такая технология обеспечивает дополнительное получение электрической энергии, в результате чего общий КПД станции возрастает до 60 % или даже выше. Стоимость строительства такой установки на электростанции составит \$600...1000 за киловатт установленной мощности, что сопоставимо с ценой оборудования самой ТЭС, а себестоимость получаемой энергии будет находиться на уровне 2 цента за кВт·час. При этом утверждается, что цикл не требует участия воды даже для охлаждения.

Опубликованная информация и приведенная в ней принципиальная схема цикла (рис. 2) вызывают серьезные и обоснованные сомнения в работоспособности такой схемы и установки на ее основе. Одним из таких моментов, в частности, является отсутствие в схеме и в описании механизма отвода теплоты к внешнему холодному источнику и устройства для конденсации паров пропана.

Поскольку термодинамические параметры пропанового силового цикла (в частности, удельная работа) не известны и не приведены в [7], где судя по схеме использован цикл Ренкина, необходимо было провести соответствующие термодинамические расчеты цикла и на этой базе проводить сравнительный анализ выбора рабочих тел для силового термодинамического цикла. Сразу же следует отметить серьезное различие пропана от пентана и гексана в существенно более низких нормальных температурах кипения и критических температурах, а также в характере и закономерности изменения пограничных линий на диаграмме состояния пропана, что в свою очередь приводит к заметным отличиям и особенностям протекания цикла Ренкина.

В предложенном силовом цикле [7] общий тепловой перепад установки разделяется на два перепада, срабатываемых на двух пропановых турбинах – высокого и низкого давления (рис. 2).



Рис. 2. Принципиальная схема цикла CCLC на пропане

Кроме теплообменника, расположенного в трубе электростанции для уходящих газов и выпол-

няющего функции котла-утилизатора, в тепловой схеме имеются еще два теплообменника. Второй – для подогрева и испарения части пропанового конденсата, поступающего в турбину низкого давления, за счет пара уходящего из турбины высокого давления, и третий теплообменник – для подогрева части конденсата за счет смеси паров пропана, уходящих из двух турбин. При этом в схеме отсутствует элемент, выполняющий функцию отвода теплоты к внешнему источнику.

Реализовать ТУЭУ с пропановым рабочим телом можно в другом термодинамическом цикле (рис. 4), представляющем собой комбинацию цикла Ренкина и изотермического сжатия пропана в компрессоре (3-4) с отводом теплоты к внешнему источнику, расположенному после пропановой турбины. Между турбиной и компрессором пропан частично охлаждается в промежуточном теплообменнике (2-3), а после компрессора поступает в конденсатор (4-5). Далее процесс осуществляется в соответствии с циклом Ренкина, т.е. проводится сжатие рабочего тела насосом (5-6), подогрев и его испарение в парогенераторе (котле-утилизаторе) (6-1 на рисунке), расширение и совершение работы в турбине (1-2). Процесс расширения пара в турбине происходит в сверхкритической области, при этом сам пар находится в перегретом состоянии и достигает сухого насыщенного состояния после сжатия в компрессоре. Схема установки и термодинамический цикл в системе координат логарифм давления – энтальпия представлены на рис. 3, 4.

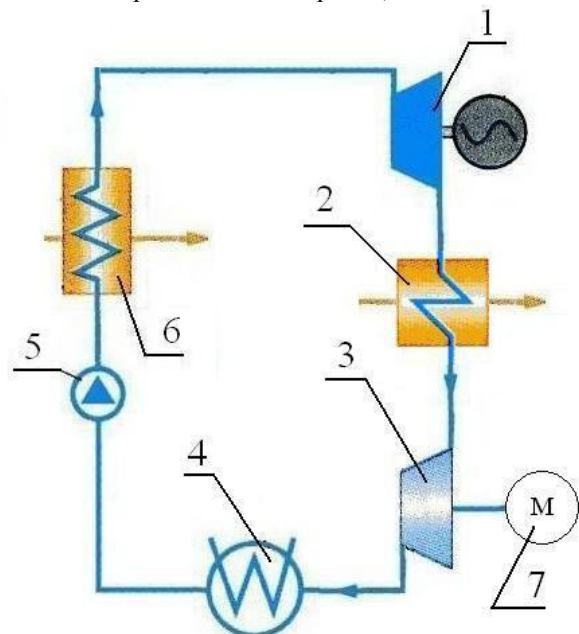


Рис. 3. Тепловая схема теплоутилизующей установки на пропане:

1 – турбогенератор; 2 – теплообменник; 3 – компрессор; 4 – конденсатор; 5 – насос; 6 – котел-утилизатор; 7 – двигатель

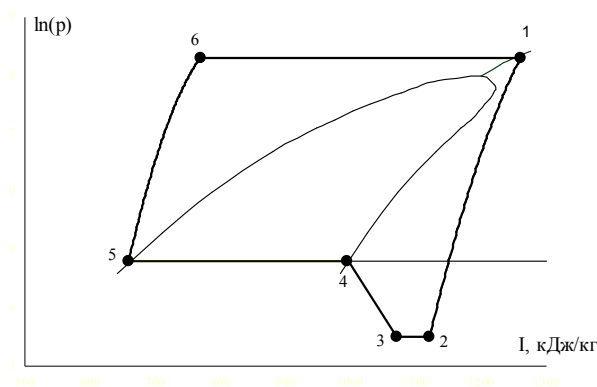


Рис. 4. Термодинамический цикл ТУЭУ на пропане

Идея использования в газотурбинном цикле Брайтона изотермического сжатия рабочего тела в компрессоре рассматривалась и исследовалась достаточно давно, например, в [8], где показаны очевидные термодинамические преимущества такого цикла. Однако полная реализация этого цикла в современных многоступенчатых осевых компрессорах высокого давления практически недостижима. Серьезные надежды на реализацию процесса изотермического сжатия появились в связи с разработкой и освоением выпуска агрегатированных мультипликаторных центробежных компрессорных установок ряда Аэроком АА и АС, а также водозаполненных и безмаслянных винтовых компрессоров с впрыском воды в зону сжатия при степени повышения давления в одной ступени до 13 бар.

2. Методические особенности и результаты расчетов исследуемых циклов

Предлагаемый термодинамический силовой цикл представляет собой комбинацию цикла Ренкина с изотермическим сжатием НРТ, в качестве которого рассматривается пропан, в компрессоре, расположенном за турбиной. Целью такого решения является изменение параметров паров пропана для создания условий конденсации паров при приемлемых температурах и давлениях и тем самым уход от низких температур фазового перехода пропана в нормальных условиях (-42°C).

Методика теплового термодинамического расчета предложенного силового цикла состоит из двух частей. Первая – часть цикла Ренкина (4-5-6-1-2). Она описана в [2, 5]. Вторая – часть охлаждения пара перед компрессором (2-3) и изотермическое сжатие в компрессоре с отводом теплоты (3-4) методически рассматривались следующим образом.

Поскольку в опубликованных данных об агрегатированных многоступенчатых центробежных компрессорах ряда Аэроком АА и АС с выносными охладителями газа после каждой ступени компрес-

сора отсутствует описание методики расчета основных параметров компрессоров, а приведены только опытные данные о производительности, давления за компрессором и мощности приводного двигателя, был использован методический подход, позволяющий рассчитывать потребную мощность компрессора по зависимости $N_{\text{троб}} = f(V_{\text{вс}} \cdot P_{\text{нач}})$, полученной на основании обработки опытных данных по комплексам $(V_{\text{вс}} \cdot P_{\text{нач}})$ в трех диапазонах их изменения и, соответственно, расчетных мощностей. Здесь $V_{\text{вс}}$ – объемная производительность компрессора, $P_{\text{нач}}$ – давление за компрессором.

Рассмотрены следующие три диапазона изменения $(V_{\text{вс}} \cdot P_{\text{нач}})$: 200...1320, 1300...3500 и 3500...33000 ($\text{м}^3/\text{мин} \cdot \text{кг}/\text{см}^2$), в которых зависимости изменения расчетных мощностей описываются следующими выражениями:

$$N_1 = 11,211 \cdot (V_{\text{вс}} \cdot P_{\text{нач}})^{0,5946},$$

$$N_2 = 32,04 \cdot (V_{\text{вс}} \cdot P_{\text{нач}})^{0,447},$$

$$N_3 = 1,3697 \cdot (V_{\text{вс}} \cdot P_{\text{нач}})^{0,8352}.$$

Определение расчетной мощности компрессора выполняется по зависимости:

$N_{\text{расч}} = 0,189 \cdot A \cdot T_{\text{изот}} \cdot \ln(0,01 P_{\text{нач}})$, где $T_{\text{изот}}$ – температура изотермического сжатия, $P_{\text{нач}}$ – давление за компрессором, A – коэффициент, получаемый из условия $N_{\text{троб}} = N_{\text{расч}}$.

Для проведения сравнительного анализа целесообразности применения термодинамического силового цикла ТУЭУ на пропане были проведены расчетные исследования такого цикла, а также циклов на других видах НРТ, в частности, на н-пентане и гексане. В первом случае рассчитывался предложенный нами сложный цикл Ренкина с изотермическим сжатием перегретых паров пропана после турбины, во втором – пропановый цикл, предложенный Стингером и Мианом (CCLC), реализующий по сути цикл Ренкина на двух паровых турбинах. При этом сохраняются начальные параметры пара на входе в турбины низкого и высокого давления на том же уровне, но изменяются параметры за турбиной низкого давления – давление и температура в конденсаторе до значений, обеспечивающих конденсацию пара при температурах охладителя близких к температуре окружающей среды. Это приводит к существенному возрастанию давления за турбинами и соответствующему снижению теплового перепада на них и, следовательно, мощностей турбин. Но такова цена реализации цикла Ренкина на пропане.

Поскольку нет конкретной информации по циклу CCLC, то начальная температура рабочего тела принималась равной 180°C , давление – 4,8 МПа, температура окружающей среды – 25°C . По оценочным расчетам температура пара за первой турбиной принята равной 144°C , температура перед второй турбиной 55°C .

При расчетах цикла Ренкина на пентане и гексане начальные параметры рабочих тел перед турбиной принимались такими же как для пропана в сложном цикле Ренкина. Давление за турбиной принималось близким к атмосферному, температура охладителя в конденсаторе – равной температуре окружающей среды (воздуха или воды).

Термодинамические тепловые расчеты проведены в диапазоне изменения температур горячего источника – уходящих газов котла от 200 до 280 °С, при изменении начальной температуры рабочих тел перед турбиной от 180 до 250 °С в области сверхкритических давлений от 4 до 4,8 МПа.

Описанный в [7] пропановый цикл CCLC представляет собой цикл Ренкина с последовательным расширением пара в двух турбинах и конденсацией пара при давлениях, соответствующих температурам насыщения пара в конденсаторах после турбин, названным выше, по нашим расчетам, будет иметь величину эффективного КПД установки на уровне не выше 4...4,5 %, а показатель удельной работы цикла 25...30 (кДж/кг)/(кг/с).

При работе установки в классическом варианте цикла Ренкина при тех же величинах начальных параметров пара по температуре и давлению, что и в рассмотренном выше случае, но с использованием пентана и гексана, эффективные КПД будут равны 9,2 и 11 %, а удельные работы составят 50 и 65 (кДж/кг)/(кг/с) соответственно.

Расчеты предлагаемого комбинированного цикла Ренкина с изотермическим сжатием пропановых паров после расширения в турбине показывают, что рабочие характеристики и показатели экономичности установки существенно улучшаются в сравнении с циклом CCLC. Так, эффективный КПД установки достигнет 9,5 %, а удельная работа цикла составит 62 (кДж/кг)/(кг/с), что достаточно близко к показателям установок на пентане и гексане. Поскольку основные потери энергии в рассматриваемом цикле связаны с работой компрессора, улучшение основных характеристик и показателей установки связано прежде всего со снижением работы сжатия, т.е. повышением КПД компрессора и оптимизацией начальных и конечных цикловых параметров рабочего тела в компрессоре.

Заключение

1. Предлагаемый термодинамический цикл CCLC на пропане, являющийся, по сути, разновидностью цикла Ренкина, обладает достаточно невысокими термодинамическими свойствами – эффективным КПД 4,5 % и удельной работой до 30 (кДж/кг)/(кг/с) при истечении из сверхкритической области состояния пара.

2. Сравнительные расчеты циклов Ренкина на НРТ – пентане и гексане – при начальных параметрах паров, что и в рассмотренном цикле CCLC, показывают существенно более высокие термодинамические показатели. ТУЭУ с такими рабочими телами будут иметь эффективные КПД порядка 9...11 %, и показатели удельной работы – 50...65 (кДж/кг)/(кг/с).

3. Достоинством пропана как рабочего тела является низкая критическая температура (96,8 °С), что существенно расширяет диапазон его применения в области более низких температур сбросной теплоты для ее утилизации в энергетических установках. Также существенно усложняет применение пропана в этих целях очень низкая температура нормального кипения (- 42 °С).

4. Применение комбинированного цикла Ренкина с изотермическим сжатием пропана после турбины открывает новые возможности его использования в ТУЭУ. Расчеты показывают, что использование пропана в этом цикле обеспечит получение величин эффективных КПД и удельных мощностей на уровне, близком к такому циклу на пентане и гексане. Повидимому, наиболее эффективной областью применения пропана является сбросная теплота с более низким уровнем температур. Для определения оптимальных границ такой области необходимы дальнейшие исследования. При рассмотрении возможностей практического применения этого цикла следует учитывать удорожание и эксплуатационные усложнения установки, поэтому принятию окончательного решения должно предшествовать проведение тщательного технико-экономического обоснования.

Литература

1. Комплексне використання утилізаційних енергоустановок на КС для підвищення ефективності ГПА [Текст] / Б.Д. Білека, Є.П. Васильєв, В.М. Клименко, В.М. Коломєєв, В.І.Ізбаш, Д.А. Костенко, В.А. Кривуця // Нафтова і газова промисловість. – 2001. – № 4. – С. 40-43.
2. Применение двухконтурных паротурбинных энергоустановок на низкокипящих рабочих телах в условиях геотермальных месторождений Украины [Текст] / А.А. Долинский, В.Н. Клименко, Б.Д. Билека, Е.П. Васильев // Промышленная теплотехника. – 2000. – Т. 22, № 4. – С. 30-42.
3. Билека, Б.Д. Теплоутилизирующие энергетические и энергоохладительные установки для компрессорных станций магистральных газопроводов [Текст] / Б.Д. Билека, Р.В. Сергиенко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2010. – № 3/2 (45). – С. 32-35.
4. Сергиенко, Р.В. Пути повышения эффективности рабочего цикла энергетических теплоутили-

зирующих установок с низкоккипящими рабочими телами [Текст] / Р.В. Сергиенко, Б.Д. Билека, В.Я. Кабков // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 8(95). – С. 38-42.

5. Билека, Б.Д. Выбор схемы теплоутилизующей энергоустановки и основных параметров термодинамического цикла на низкотемпературных рабочих телах [Текст] / Б.Д. Билека, Е.П. Васильев, В.Я. Кабков // *Наукові праці. Техногенна безпека*. – Миколаїв: Видавництво МДГУ ім. П.Могилы, 2005. – Т. 43, вип. 30. – С. 58-62.

6. Билека, Б.Д. Низкоккипящие вещества для работы в качестве рабочих тел в теплоутилизующих

энергоустановках на компрессорных станциях магистральных газопроводов [Текст] / Б.Д. Билека, Е.П. Васильев // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2003. – №.7 (42). – С. 33-35.

7. Неразменный пропан вырабатывает даровую энергию [Электронный ресурс] // *Научно-популярный журнал «Мембрана»*. – Режим доступа: <http://www.membrana.ru/particle/2778>. – 31.05.2004.

8. Кириллов, И.И. Газовые турбины и газотурбинные установки [Текст] / И.И. Кириллов. – М.: Машиз, 1956. – Т. 1: Газовые турбины и компрессоры. – 436 с.

Поступила в редакцию 29.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., академик НАН Украины, зав. отделом ВТТГД А.А. Халатов, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина.

ДО ВИКОРИСТАННЯ ПРОПАНУ У СИЛОВОМУ ТЕРМОДИНАМІЧНОМУ ЦИКЛІ З ІЗОТЕРМІЧНИМ СТИСНЕННЯМ РОБОЧОГО ТІЛА В ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЙНІЙ ЕНЕРГОУСТАНОВЦІ

Б.Д. Білека, В.Я. Кабков, Р.В. Сергієнко

В умовах тотальної економії палива і дотримання норм міждержавних домовленостей з охорони навколишнього середовища значному потенціалу скидної теплоти енергетичних установок електростанцій, металургійної та хімічної промисловості приділяється недостатньо уваги. Суттєві переваги при утилізації низькопотенційної скидної теплоти таких установок мають безводні технології з використанням в якості робочого тіла силового циклу Ренкіна низькоккиплячих робочих тіл (НРТ). В роботі проведено порівняльний аналіз термодинамічних характеристик і параметрів робочого циклу на різних НРТ. Розглянуто варіанти використання в якості робочого тіла пропану, досліджено новий складний термодинамічний цикл, що представляє собою комбінацію циклу Ренкіна та ізотермічного стиснення робочого тіла.

Ключові слова: низькоккиплячі робочі тіла, пентан, гексан, пропан, паросиловий цикл Ренкіна, теплоутилізаційна енергетична установка.

ABOUT USING PROPANE IN THE POWER THERMODYNAMIC CYCLE WITH ISOTHERMAL COMPRESSION OF WORKING MEDIUM IN POWER UNIT WHICH UTILIZE WASTE HEAT

B.D. Bileka, V.J. Kabkov, R.V. Sergienko

Under conditions of total fuel saving and compliance of interstate agreements on environmental considerable potential of waste heat from power units of power stations, of metallurgical and chemical industries receive insufficient focus. Significant advantages for low potential waste heat utilization of such units have waterless technology using Rankine power cycle with low boiling working medium. The comparative analysis of the thermodynamic characteristics and parameters of the working cycle with different low boiling working medium are presented. The variants use propane as a working medium are considered, a new complex thermodynamic cycle, which is a combination of the Rankine cycle and isothermal compression of the working medium, is studied.

Key words: low boiling working medium, pentane, hexane, propane, Rankine steam power cycle, power unit which utilize waste heat.

Билека Борис Дмитриевич – д-р техн. наук, академик Академии судостроительных наук Украины, заведующий лабораторией технологий комбинированной выработки энергии Института технической теплофизики Национальной академии наук Украины, Киев, Украина, e-mail: bilbo1@i.com.ua.

Кабков Виктор Яковлевич – науч. сотр. отдела диагностики и оптимизации в энергетике Института технической теплофизики Национальной академии наук Украины, Киев, Украина, e-mail: bilbo1@i.com.ua.

Сергиенко Роман Владимирович – мл. науч. сотр. отдела диагностики и оптимизации в энергетике Института технической теплофизики Национальной академии наук Украины, Киев, Украина, e-mail: bilbo1@i.com.ua.

УДК 621.438

В.Т. МАТВЕЕНКО, В.А. ОЧЕРЕТАНЫЙ, Г.В. ГОРОБЕЦ

Севастопольский национальный технический университет, Украина

ФОРСИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ СЛОЖНОГО ЦИКЛА С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ

Представлены результаты исследований ГТД сложных циклов с регенерацией теплоты с целью увеличения удельной мощности двигателя. Установлено, что усложнение цикла ГТД с регенерацией теплоты введением промежуточного охлаждения между каскадами компрессоров или применением турбины перерасширения увеличивает как удельную мощность, так и эффективный КПД двигателей. Дальнейшее существенное увеличение мощности двигателей обеспечивается за счет промежуточного подогрева газа перед силовой турбиной, особенно в цикле ГТД с турбиной перерасширения и регенерацией теплоты, где в процессе форсирования сохраняется эффективный КПД на прежнем высоком уровне.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, регенерация теплоты, промежуточное охлаждение воздуха, промежуточный подогрев газа, турбина перерасширения.

Введение

Повышение энергоэффективности промышленных ГТД, применяемых как когенерационные для выработки электрической и тепловой энергии, и как приводных в газоперекачивающих агрегатах и в составе пропульсивных комплексов судов, возможно за счет усложнения термодинамического цикла двигателя.

Для газотранспортных систем в качестве перспективного предлагается ГТД с регенерацией теплоты [1, 2], который имеет ряд положительных качеств, полученных за счет внутрициклового утилизации теплоты выхлопных газов в подогревателе воздуха (регенераторе).

Применение в тепловой схеме ГТД регенератора, масса которого на порядок больше массы остальных элементов двигателя, существенно увеличивает удельные массовые характеристики двигателя, кроме того, удельная мощность рабочего тела в цикле ГТД с регенерацией теплоты несколько меньше, чем в ГТД простого цикла.

Поэтому улучшение удельных энергетических и массовых характеристик газотурбинных двигателей с регенерацией теплоты является задачей актуальной.

Целью исследований, представленных в статье, является определение эффективности способов повышения удельных характеристик ГТД с регенерацией теплоты, применяемых в морском транспорте, в составе газоперекачивающих агрегатов (ГПА) магистральных газопроводов и средств освоения шельфа.

1. Направления первого этапа улучшения удельных характеристик ГТД с регенерацией теплоты

В качестве базового двигателя рассматривается ГТД с регенерацией теплоты конструктивно выполненный со свободной силовой турбиной, что характерно для всережимных приводных двигателей. Традиционно увеличение КПД и удельной мощности производят посредством применения промежуточного охлаждения (ПО) воздуха между каскадами компрессоров ГТД с регенерацией теплоты (рис. 1).

ГТД с ПО и Р теплоты WR21 создан для корабля фирмой Rolls-Royce, который обладает мощностью в 25,2 МВт, КПД $\eta_e=42,4\%$ при степени повышения давления в компрессорах $\pi_k=16,2$, расходе газа $G_r=73,2$ кг/с, температуре на выходе из турбины – 851 °С [3].

Примером применения промежуточного охлаждения воздуха между частями однокаскадного компрессора может служить ГТУ «Надежда» Невского завода (г. Санкт-Петербург) (рис. 2) мощностью 16,5 МВт, $\eta_e=43\%$ при $\pi_k=9,84$, $G_r=60,8$ кг/с и температуре газа за силовой турбиной 822 °С [4].

Усложнение цикла ГТД с регенерацией теплоты возможно произвести нетрадиционным способом посредством перерасширения газа на выходе из силовой турбины (рис. 3), что позволяет получить за вычетом энергии на дожимание газа дополнительную работу, которая повысит КПД и удельную мощность двигателя [5].

Конструктивно эта схема реализуется встраиванием регенератора в турбокомпрессорный утили-

затор (ТКУ), образованный турбиной перерасширения (ТП), дожимающим компрессором (ДК) и регенератором с охладителем газа (котлом-утилизатором) между ними.

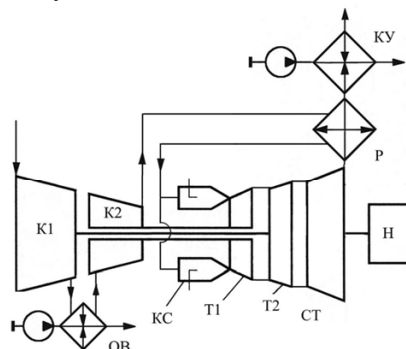


Рис. 1. Схема ГТД с ПО и регенерацией теплоты

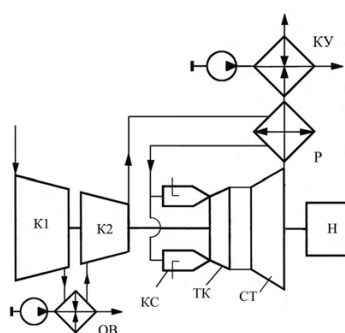


Рис. 2. Схема ГТД с ПО между частями компрессора и регенерацией теплоты

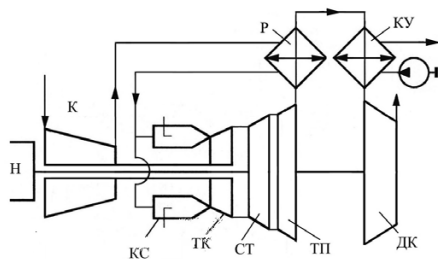


Рис. 3. Схема ГТД с турбиной перерасширения и регенерацией теплоты

Возможность создания ГТД с ТКУ и регенерацией теплоты обоснована в техническом предложении, разработанном ранее НПП «Машпроект» (г.Николаев) совместно с СевНТУ. ГТД с ТКУ и Р для газоперекачивающего агрегата имеет следующие характеристики: мощность 10 МВт, эффективный КПД – 43,2 %; тепловая мощность – 9,1 МВт; теплотехнический (общий) КПД – 80,3 % при $\pi_k=5,0$; в ДК $\pi_{dk}=2,2$ и степени регенерации $\sigma=0,8$.

2. Результаты исследования усложнения цикла ГТД с регенерацией теплоты

Для определения характеристик ГТД применена универсальная термодинамическая модель цикла ГТД с регенерацией теплоты [6] и ее вариант, до-

полненный введением промежуточного охлаждения между каскадами компрессоров газогенератора двигателя. Исследования параметров циклов проводились при изменении величины степени повышения давления π_k в компрессоре двигателя, начальной температуры газа T_3 , а также при различных степенях регенерации σ и давления в дожимающем компрессоре π_{dk} . Здесь и далее приняты условные обозначения: π – степень повышения давления в компрессоре или расширения в турбине; η – КПД турбомашин; T – температура; n – удельная мощность одного кг рабочего тела. Индексы: к – компрессор; dk – дожимающий компрессор; tp – турбина перерасширения; е – эффективный.

На рис. 4 показаны зависимости эффективного КПД (η_e) и удельной мощности ($n_{уд}$) сложных циклов ГТД с регенерацией теплоты от изменения π_k при начальной температуре газа $T_3=1473$ К и степени регенерации $\sigma=0,85$. Обозначения на рис. 4: Р – цикл ГТД с регенерацией; Р+ПО – цикл ГТД с промежуточным охлаждением между компрессорами и регенерацией теплоты; Р+ТП – цикл ГТД с турбиной перерасширения и регенерацией теплоты. Для сравнения приводятся параметры ГТД простого цикла (кривая П).

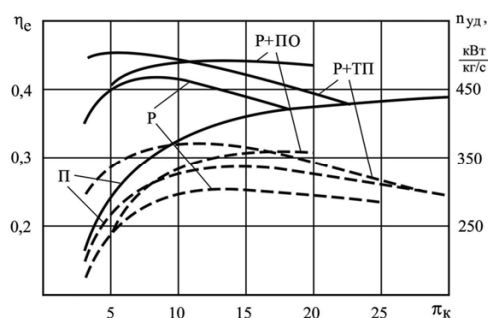


Рис. 4. Зависимости эффективного КПД η_e (сплошные линии), и удельной мощности $n_{уд}$ (прерывистые линии) от π_k при $T_3 = 1473$ К, $\sigma=0,85$ и $\pi_{dk} = 2,0$

Анализ результатов исследования показал – увеличение КПД (η_e) для цикла ГТД с регенерацией теплоты по отношению к КПД простого цикла составляет (относительно) 10...12,5 %, а удельная мощность в цикле ГТД и Р во всем диапазоне изменения π_k меньше, чем в простом цикле и находится вне оптимальной зоны.

Введение промежуточного охлаждения в ГТД с Р обеспечивает дальнейший рост КПД двигателя, удельная мощность выходит на уровень ГТД простого цикла, оптимальная степень повышения давления в двигателе находится в диапазоне от 10 до 16, что позволяет их создавать на базе ГТД простого цикла с двухкаскадным компрессором.

Из представленных зависимостей параметров на рис. 4 видно, что увеличение КПД цикла ГТД с

ТП и Р составляет до 20 % относительных по отношению к простому циклу, а значения удельной мощности превышают величины ГТД с Р на 30...40 %.

Применение в ГТД с Р промежуточного охлаждения или турбины перерасширения могут рассматриваться как примерно равные способы повышения КПД двигателей, однако, в ГТД с ТП и Р более существенно растет удельная мощность двигателя, что положительно отражается на массо-габаритных характеристиках теплообменного оборудования.

3. Эффективность применения промежуточного подогрева газа перед силовой турбиной в ГТД сложного цикла

Дальнейшее увеличение удельной мощности в сложном цикле ГТД с регенерацией теплоты можно осуществить путем применения промежуточного подогрева газа перед силовой турбиной. Конструктивно это выполняется встраиванием камеры промподогрева газа в разъем между турбиной турбокомпрессора и силовой турбиной. На рис. 1, 2 и 3 эти турбины механически не связаны между собой.

Температура газа перед силовой турбиной (СТ) равна $T_{4.3}=k_n \cdot T_3$, где k_n – коэффициент, определяющий степень подогрева газа перед СТ; T_3 – начальная температура газа за основной камерой сгорания (КС).

Результаты исследования влияния степени подогрева газа перед силовой турбиной на характеристики ГТД сложных циклов приведены на рис. 4 и 5.

Обозначения для цикла ГТД с промохлаждением (ПО), промподогревом (ПП) и регенерацией теплоты (Р) принято Р/ПП+ПО, для цикла ГТД с ПО между компрессором, ПП и Р – Р/ПП+ПО/2 и для цикла ГТД с ПП, ТП и Р – Р/ПП+ТП.

Из представленных зависимостей на рис. 5 и 6 видно, что относительное увеличение удельной мощности с промподогревом газа перед СТ происходит во всех рассматриваемых сложных циклах. По величине и интенсивности увеличения удельной мощности преобладает цикл Р/ПП+ТП, менее интенсивный цикл – Р/ПП+ПО/2.

В циклах Р/ПП+ТП и Р/ПП+ПО при промподогреве газа до температуры T_3 удельная мощность увеличивается в 1,3...1,4 раза, однако, в цикле Р/ПП+ПО уменьшается КПД η_e , а в цикле Р/ПП+ПО/2 еще в большей степени.

В цикле Р/ПП+ТП при промподогреве интенсивно растет удельная мощность, при этом КПД η_e остается стабильно высоким за счет турбины перерасширения.

Ранее в работе [7] было показано, что промподогрев в цикле Р/ПП+ТП увеличивает удельную

мощность в 1,5 раза по сравнению с циклом Р/ПП (ГТД с ПП и Р), а также с ГТД простого цикла.

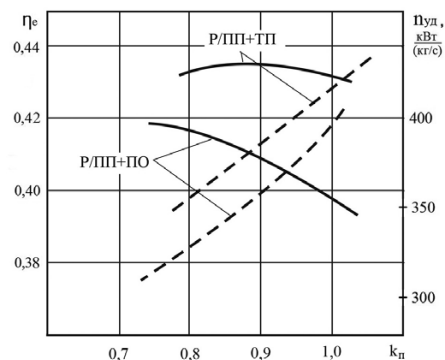


Рис. 5. Зависимости КПД η_e (сплошные линии) и удельной мощности $n_{уд}$ (пунктирные линии) от k_n при $T_3 = 1473 \text{ K}$, $\sigma=0,8$:
– в Р/ПП+ТП – $\pi_k=7$, $\pi_{дк}=2,25$;
– в Р/ПП+ПО – $\pi_k=12$, $T_{2.1}=323 \text{ K}$

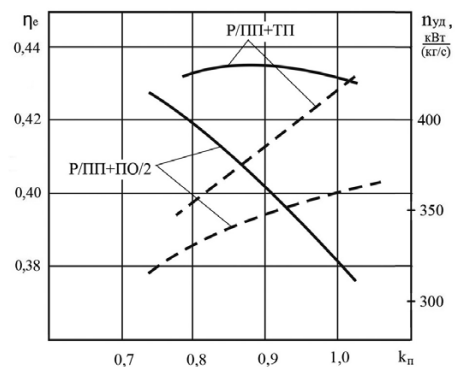


Рис. 6. Зависимости КПД η_e (сплошные линии) и удельной мощности $n_{уд}$ (пунктирные линии) от k_n при $T_3 = 1473 \text{ K}$, $\sigma=0,8$:
– в Р/ПП+ТП – $\pi_k=7$, $\pi_{дк}=2,25$;
– в Р/ПП+ПО/2 – $\pi_k=12$, $T_{2.1}=323 \text{ K}$

Дальнейшие исследования ГТД сложных циклов с промежуточным подогревом газа целесообразно провести в направлении определения характеристик установок на переменных режимах работы.

Заключение

1. Введение в цикл ГТД с регенерацией теплоты промежуточного охлаждения воздуха между каскадами компрессора двигателя или применение турбины перерасширения дает увеличение эффективного КПД и удельной мощности двигателя.

2. Промежуточный подогрев газа перед силовой турбиной в схемах ГТД с промохлаждением и регенерацией теплоты обеспечивает форсирование двигателей по мощности, но эффективный КПД при этом несколько снижается.

3. Промежуточный подогрев газа перед силовой турбиной в схемах ГТД с турбиной перерасширения и регенерацией теплоты обеспечивает увели-

чение мощности в 1,5 раза по сравнению с ГТД простого цикла, при этом эффективный КПД остается на прежнем высоком уровне.

Литература

1. Халатов, А.А. Какие газотурбинные двигатели необходимы газотранспортной системе Украины [Текст] / А.А. Халатов, Д.А. Костенко // Газотурбинные технологии. – 2008. – № 7. – С. 22-24.
2. Романов, В. Газотурбинный двигатель для газовой промышленности [Текст] / В. Романов, О. Кучеренко // Нефть и газ. – 2008. – № 6. – С. 22-26.
3. Colin, R. The WR-21 Intercooled Recuperated Gas Turbine Engine – Integration Into Future Warships [Text] / R. Colin // Proceedings of the Gas Turbine Congress 2003 Tokyo, November 2-7, 2003, IGTC 2003 Tokyo OS-203.

4. Газотурбинный агрегат «Надежда» [Текст] / Г. Богорадовский и др. // Газотурбинные технологии. – 2001. – № 1(10). – С. 17-19.

5. Приводные ГТД с турбокомпрессорным утилизатором и регенерацией теплоты [Текст] / В.Т. Матвеев, В.П. Трошин, А.А. Филоненко, О.С. Кучеренко // Газотурбинные технологии. – 2005. – № 6(41). – С. 42-44.

6. Матвеев, В.Т. Теплотехнические характеристики ГТД с турбокомпрессорным утилизатором и регенерацией теплоты [Текст] / В.Т. Матвеев // 36. наук. праць УДМУ. – № 5(365). – Миколайів, 1999. – С. 54-59.

7. Матвеев, В.Т. Перспективы повышения эффективности ГТД с регенерацией теплоты усложнением цикла [Текст] / В.Т. Матвеев, В.А. Очеретяний, А.Г. Андриец // Вестник СевНТУ. – 2010. – № 106. – С. 120-123.

Поступила в редакцию 23.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Н.Н. Салов, Севастопольский национальный технический университет, Севастополь.

ФОРСУВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА СКЛАДНОГО ЦИКЛУ З РЕГЕНЕРАЦІЄЮ ТЕПЛОТИ

В.Т. Матвієнко, В.А. Очеретяний, Г.В. Горобець

Представлені результати досліджень ВМД складних циклів з регенерацією теплоти з метою збільшення питомої потужності двигуна. Встановлено, що ускладнення циклу ВМД з регенерацією теплоти введенням проміжного охолодження між каскадами компресорів або застосування турбіни перерозширення збільшує як питому потужність, так і ефективний ККД двигунів. даль-дальшої істотно збільшення потужності двигунів забезпечується за рахунок проміжного підігріву газу перед силовою турбіною, особливо в циклі ГТД з турбіною перерозширення і регенерацією теплоти, де в процесі формування зберігається ефективний ККД на колишньому високому рівні.

Ключові слова: газотурбінний двигун, регенерація теплоти, проміжне охолодження повітря, що проміжний підігрів газу, турбіна перерозширення.

POWER BOOST GAS TURBINE ENGINES COMPLETE CYCLES, HEAT RECOVERY

V.T. Matvienko, V.A. Ocheretianij, G.V. Gorobets

The results of studies of complex turbine engine cycles with heat recovery to increase in the specific power of the engine. Found that the complexity of the cycle turbine engine with regeneration heat of the introduction of the intermediate cooling between stages of compressors or turbine apply overexpansion increases both the power density and the effective efficiency of the engines. further significant increase in engine power is provided by an intermediate reheating the gas in front of the power turbine, especially in the cycle turbine engine turbine with heat recovery overexpansion and where in the process of effective efficiency remains at the same high level.

Keywords: gas turbine, heat recovery, intermediate cooling of the air, the intermediate heating gas turbine overexpansion.

Матвеев Валерий Тимофеевич – д-р техн. наук, профессор, ведущий научный сотрудник кафедры энергоустановок морских судов и сооружений Севастопольского национального технического университета, Севастополь, Украина, e-mail: mvt39@ukr.net, root@sevgtu.sebastopol.ua.

Очеретяний Владимир Анатольевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры энергоустановок морских судов и сооружений Севастопольского национального технического университета, Севастополь, Украина, e-mail: ocheret-1961@rambler.ru, root@sevgtu.sebastopol.ua.

Горобец Галина Владимировна – старший преподаватель кафедры энергоустановок морских судов и сооружений Севастопольского национального технического университета, Севастополь, Украина, e-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua.

УДК 621.431.3

М.Р. ТКАЧ, Б.Г. ТИМОШЕВСКИЙ, С.М. ДОЦЕНКО, Ю.Н. ГАЛЫНКИН

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина

УТИЛИЗАЦИЯ НИЗКОПOTЕНЦИАЛЬНОГО ТЕПЛА МАЛООБОРОТНЫХ ДВС НА БАЗЕ ГИДРИДНОЙ ТЕХНОЛОГИИ

Даны особенности утилизации низкопотенциального тепла малооборотных ДВС, при использовании воды и хладагента R245fa в качестве рабочих жидкостей. Обоснована необходимость использования металлгидридной технологии для утилизации тепла вторичных энергоресурсов малооборотных ДВС. Приведена технологическая схема теплоутилизационной установки малооборотного ДВС. Проиллюстрировано изменение параметров металлгидридных циклов. КПД утилизационного контура применительно к двигателю 14S90ME-C9.2-ТП (MAN B & W): при работе по циклу Ренкина на воде составляет 4...7 %, на хладагенте R245fa – 13...14 %, а по гидридной технологии превышает 19 %.

Ключевые слова: ДВС, утилизация тепла, термодинамический цикл, водород, металлгидрид.

Постановка проблемы

Малооборотные двигатели являются основой судовой энергетики и достаточно распространены в стационарной. К ним относятся мощные двухтактные дизели с числом оборотов до 300 в минуту. В настоящее время малооборотные двигатели производят такие фирмы: *SULZER*, *MAN B & W*, *MTSUBISHI* и их лицензиаты. Для фирмы *MAN B & W* это серия *MC*, *ME*, для *SULZER* – серия *RTA*, *RTflex*, для *MTSUBISHI* – *UEC*, *LCE* [1].

КПД современных малооборотных ДВС находится на уровне 51-54% и дальнейшее повышение

их эффективности рационально проводить путём утилизации тепла вторичных энергоресурсов (ВЭР): выхлопных газов, наддувочного воздуха, охлаждающих воды и масла. Их особенностью является низкий температурный потенциал: выхлопные газы – 220...260 °C при *MCR*, наддувочный воздух – 150...170 °C, охлаждающая вода – 75...80 °C, масло охлаждения поршней порядка 55 °C. Изменение располагаемой тепловой мощности ВЭР двигателя 14S90ME-C9.2-ТП фирмы *MAN B & W* (по данным *Project guide*) показывает, что максимальная располагаемая тепловая мощность ВЭР достигается при температурах потребителя тепла порядка 70 °C.

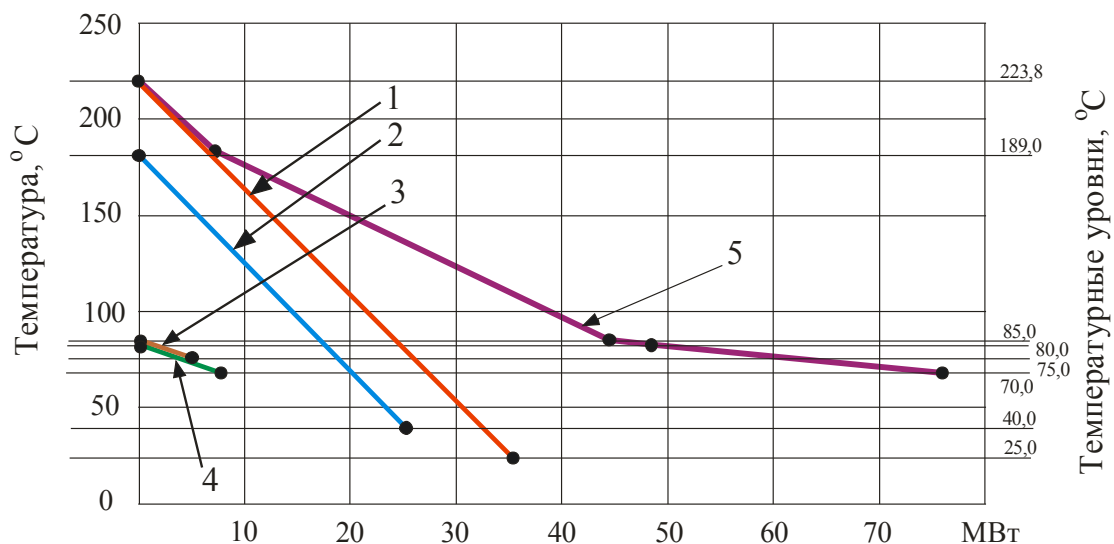


Рис. 1. Температурно-энтальпийная диаграмма вторичных ресурсов двигателя 14S90ME-C9.2-ТП: 1 – выпускные газы; 2 – наддувочный воздух; 3 – циркуляционное масло; 4 – охлаждающая вода; 5 – суммарная располагаемая тепловая мощность

Обзор публикаций

В настоящее время, чаще всего, утилизируют тепло наиболее высокотемпературной составляющей ВЭР ДВС – отходящих газов. Здесь используют паровые утилизационные установки, работающие по циклу Ренкина на воде, но КПД их не превышает 7%. Применение неводных рабочих тел даёт возможность достигнуть значения КПД 9...14%. Рабочие тела таких установок – хладоны (по классификации *ASHRAE*) *R123*, *R245fa*, *R134a*, изопентан, и *n* – пентан. Однако, их использование ограничено как экологическими требованиями, так и недостаточной термической стабильностью [2].

Для утилизации тепла отходящих газов ДВС применяют *Sulzer Efficiency - Booster System*. Здесь выхлопные газы из коллектора направляются параллельно и к турбокомпрессору, и к силовой турбине, которая присоединена через гидравлическую муфту к валу двигателя [1].

В утилизационной установке *TES — Thermo Efficiency System* отходящие газы также направляются параллельно и к турбокомпрессору, и к силовой турбине. Затем они попадают в утилизационный котёл, где вырабатывается пар для силовой паровой турбины. Силовая газовая и паровая турбины находятся на одном валу с генератором переменного тока [1].

Утилизацию низкопотенциального тепла ДВС осуществляют также, используя термоэлектрический генератор, вырабатывающий термо-ЭДС за счёт разности температур горячего и холодного теплоносителей. Такой метод характеризуется более низким КПД, по сравнению с циклом Ренкина, но имеет высокий потенциал модернизации [2].

Использование температурно-энтальпийной (*H-T*) диаграммы позволяет проиллюстрировать процессы утилизации тепла (рис. 2.). Изменение максимальной располагаемой тепловой мощности ВЭР ДВС *14S90ME-C9.2-ТII (MAN B & W)* в зависимости от температуры потребителя соответствует данным рис. 1 и показано верхней линией.

Высшая температура рабочего тела утилизационного цикла ограничена температурным уровнем ВЭР и величиной необходимого минимального температурного напора (20 °C). Низшая его температура – температурой холодного теплоносителя (32 °C), с учетом температурного напора.

При использовании воды в качестве рабочего тела цикла Ренкина, параметры пара далеки от критических значений, и процессы подогрева и, испарения воды, а также перегрева водяного пара явно выражены. Для хладона *R245fa* вследствие выбора цикла на сверхкритических параметрах эти процессы выражены менее явно. Как следует из приведенных данных, свойства рабочего тела во многом определяют утилизируемое количество тепла. Эффективная механическая мощность утилизационной системы (произведение КПД цикла на количество утилизируемого тепла) условно показана в виде прямоугольников.

Как следует из приведенных данных, повышение эффективности утилизации тепла во многом связано, с увеличением номенклатуры используемых ВЭР (см. рис. 1). Наибольшее количество утилизируемого тепла достигается в термодинамическом процессе, происходящем в *H-T* координатах эквидистантно линии максимального располагаемого тепла, с учётом необходимого минимального температурного напора.

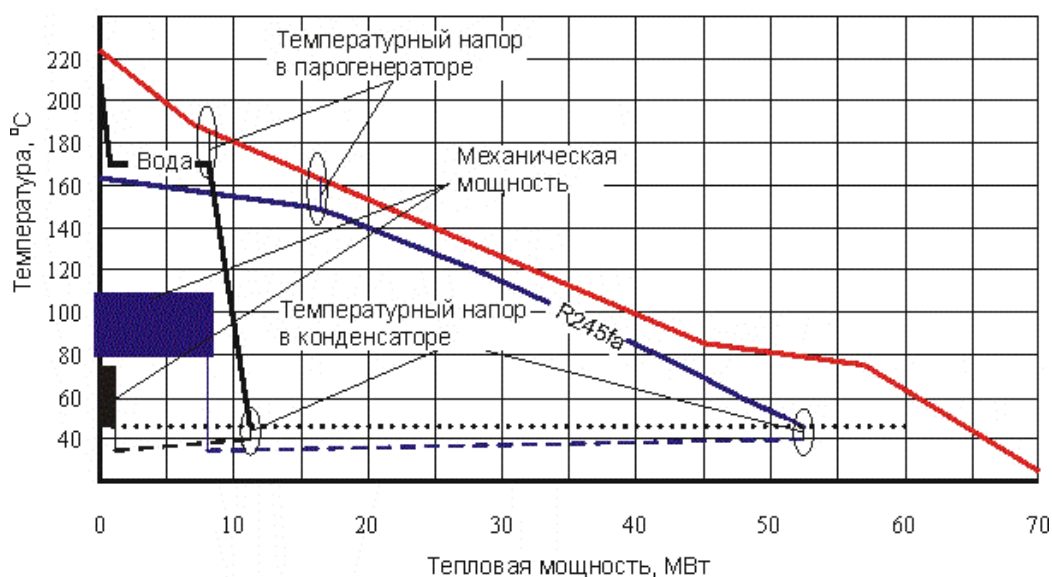


Рис. 2. Процессы утилизации ВЭР ДВС MAN B&W 14S90ME-C9.2-ТII в цикле Ренкина

Изложение основного материала

С целью выявления потенциала эффективности утилизационных установок малооборотных ДВС выполнены оценочные расчёты эффективности утилизации вторичных энергоресурсов двигателя *MAN B & W 14S90ME-C9.2-TP* при работе утилизационной установки по циклу Ренкина. Затраты энергии на питательный насос определены при КПД насоса равном 0,8, а мощность паровой турбины – при КПД турбины – 0,9 [3].

При использовании воды в качестве рабочего тела, эффективность утилизации тепла составит 4...7%. Снижение удельного эффективного расхода топлива при условии сохранения мощности энергетической установки составит не более 2%.

При использовании в качестве рабочего тела хладона *R245fa* [4] КПД утилизационной установки составит 13...14 %. За счет этого, и более глубокого использования ВЭР, суммарное снижение расхода топлива на дизельную энергетическую установку составляет 9,1%.

Альтернативой могут служить металлогидридные установки, которые, как известно, используют для компримирования водорода, в качестве теплоиспользующих холодильных машин и тепловых насосов [5, 6]. Принцип действия таких устройств основан на поглощении водорода при низком давлении, повышении его давления за счёт подвода тепла и выделении водорода при высоком давлении. Потенциальная энергия водорода превращается в механическую энергию в расширительной машине.

К основным характеристикам металлогидридов относятся водородоёмкость (массовый процент водорода), термодинамические и теплофизические свойства. Они определяют условия, при которых могут быть реализованы процессы поглощения/выделения водорода [7]. Процессы изменения давления водорода традиционно изображают в координатах ($\lg P$, - $1000/T$) (рис. 3), а изменение параметров суспензии – в координатах, учитывающих ее концентрацию (c) ($\lg P$, c) [8].

Существующие схемы металлогидридных устройств реализуют циклическую работу аппаратов, что усложняет конструкцию, увеличивает массогабаритные показатели, снижает термодинамическую эффективность. Характерным для них является использование металлогидрида в виде мелкозернистого (2...50 мкм) порошка. Это приводит к известным технологическим и конструкционным ограничениям схем этих систем, связанным с переносом тепла и разделением газовой и твёрдой фаз.

Применение в качестве рабочего тела суспензии металлогидрида в химически инертной жидкости [9] позволяет существенно уменьшить (возмож-

но, устранить) отмеченные проблемы и создать металлогидридные машины, системы хранения и транспортировки, работающие по непрерывному циклу [10, 11].

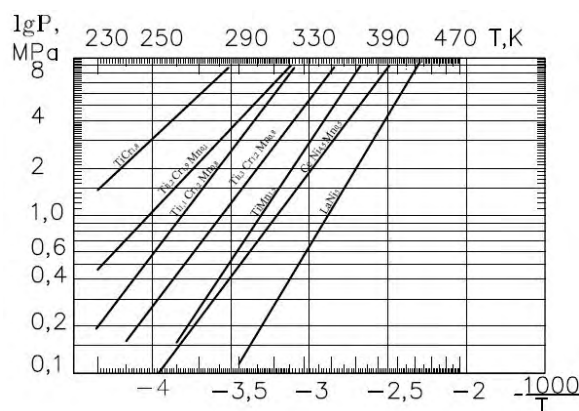


Рис. 3. Зависимость давления десорбции от температуры (кривые Вант Гоффа)

При утилизации ВЭР ДВС источником тепла утилизационной металлогидридной установки (рис. 4) служит промежуточный теплоноситель, циркуляция которого обеспечивается циркуляционным насосом 8 последовательно через десорбер 9, утилизационные теплообменники отходящих газов 4 после утилизационного парогенератора 3, надувочного воздуха 5 за турбокомпрессором 2 и охлаждающей жидкости 6 ДВС 1. В металлогидридной установке выделяют контуры циркуляции водорода и суспензии металлогидрида. Водород высокого давления, генерируется в десорбере 9, нагревается в перегревателе водорода 7, и поступает в турбогенератор 16, где происходит преобразование его потенциальной энергии в механическую энергию. Это сопровождается снижением давления и температуры потока водорода. Поток водорода низкого давления последовательно подогревается (в рассматриваемом варианте схемы) в охладителе надувочного воздуха 3-й ступени – 15, концом охладителя 12 и поступает в сорбер 11. Здесь происходит поглощение водорода суспензией металлогидрида с низкой водородоёмкостью, сопровождаемое повышением водородоёмкости суспензии и выделением теплоты сорбции.

Суспензия металлогидрида, насыщенная водородом в сорбере 11, прокачивается насосной секцией турбонасосного агрегата 10, через холодную сторону регенеративного теплообменника 13 и питательным насосом 14 подаётся в десорбер 9. Здесь, за счет подвода теплоты десорбции, происходит выделение водорода из металлогидрида и снижение водородоёмкости суспензии, которая затем направляется через горячую сторону регенеративного теплообменника 13 и турбинную часть турбонасосного агрегата 10 в сорбер 11.

Достижение необходимой температуры охлаждающей жидкости ДВС осуществляется (при необ-

ходимости) в концевом охладителе жидкости 19.

Рабочий процесс в утилизационной металлгидридной установке на базе интерметаллида $\text{LaNi}_{4,5}\text{Al}_{0,5}$ для главного судового двигателя

14S90ME-C9.2-ГП представлен на рис. 5. Линии $\text{St}_{\text{ад}}$ и $\text{St}_{\text{дес}}$ представляют собой прямые Вант-Гоффа для процессов адсорбции и десорбции, соответственно.

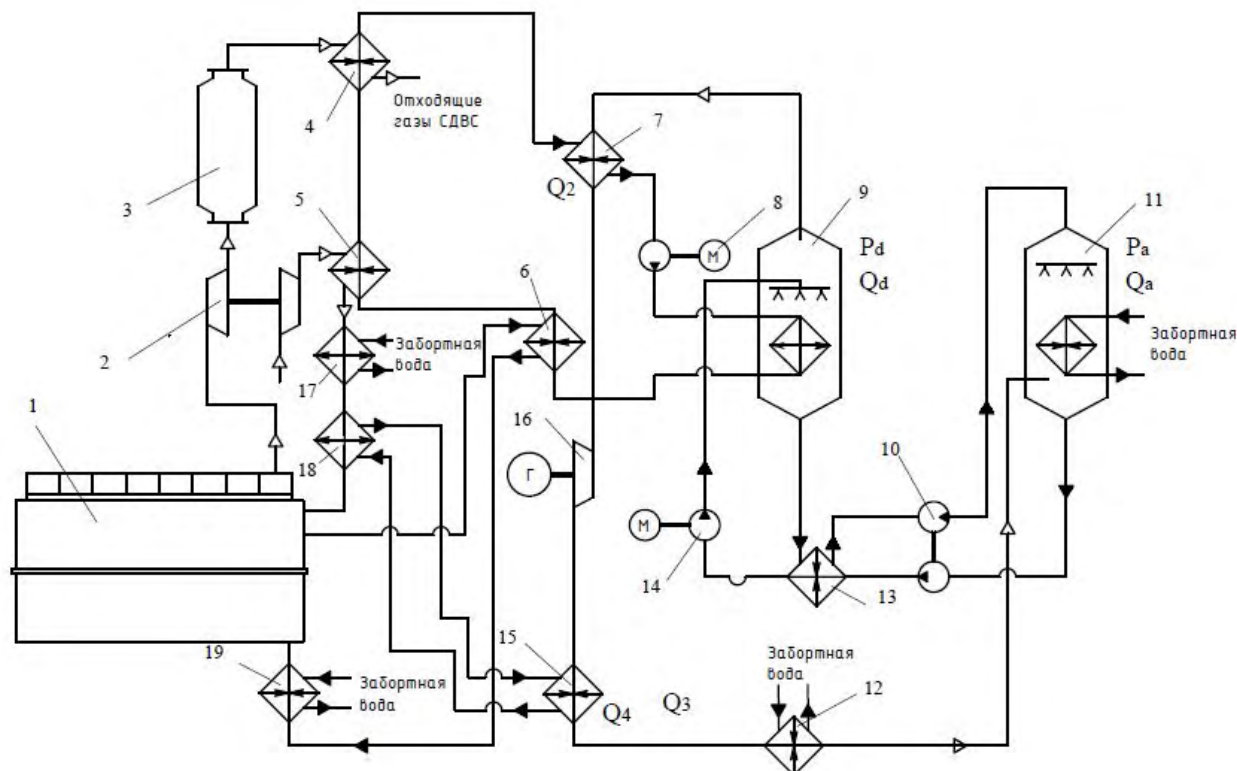


Рис. 4. Технологическая схема утилизации тепла ДВС:

1 – ДВС, 2 – турбокомпрессор водорода, 3 – утилизационный парогенератор, 4, 5, 6 – утилизационные теплообменники отходящих газов, надувочного воздуха и охлаждающей жидкости, 7 – перегреватель водорода, 8 – циркуляционный насос промежуточного контура, 9 – десорбер, 10 – турбонасосный агрегат, 11 – сорбер, 12 – концевой охладитель, 13 – регенеративный теплообменник, 14 – питательный насос, 15 – охладитель, 16 – турбогенератор, 17 – охладитель надувочного воздуха 2-й ступени, 18 – охладитель надувочного воздуха 3-й ступени, 19 – концевой охладитель жидкости

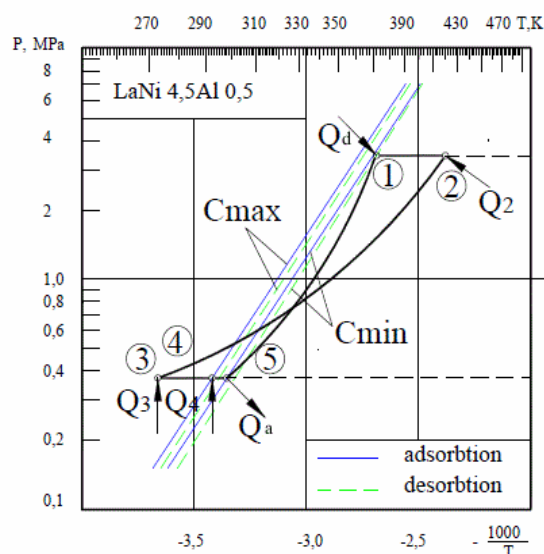


Рис. 5. Изменение параметров системы утилизации тепла в координатах $(\lg P - 1000/T)$

Теплота десорбции Q_d подводится в десорбере (точка 1), где происходит выделение водорода из суспензии металлгидрида при давлении порядка 3,5 МПа. Далее водород перегревается в перегревателе 7 теплом Q_2 по изобаре 1-2 и поступает в турбогенератор, где совершает работу, условно изображаемую политропой 2-3. В конце процесса расширения давление водорода составляет 0,39 МПа, а температура – 273 К. Такая температура конца процесса является следствием высокой степени расширения водорода (порядка 9). Далее водород подогревается и к нему подводится тепло Q_3 и Q_4 по изобаре 3-4-5 и он поступает в сорбер, где поглощается суспензией гидридообразующего материала, а теплота реакции Q_a отводится забортной водой. Далее суспензия гидрида, с помощью турбонасосного агрегата 10 и питательного насоса 14 поступает в десорбер 9. Этому соответствует политропа 5-1. Процесс идёт с одновременным повышением давления и

температуры до значений, определяемых точкой 1, и цикл замыкается.

Часто, для выполнения термодинамического анализа цикла, необходимо представить рассматриваемый процесс в координатах давление-концентрация водорода (c) (рис. 6). Здесь верхние сплошные линии соответствуют изотермам десорбции, а нижние штриховые – сорбции. Подача суспензии гидрида в десорбер осуществляется насосом по изостере (линии постоянной концентрации водорода ($b-c$)). Десорбция водорода происходит по изобаре $c-d$. Давление десорбирующего водорода при этом определяется точкой d и равно P_d . Снижение давления водорода в турбогенераторе до величины P_a соответствует изостере $d-a$. Затем водород поступает в абсорбер с давлением P_a , где происходит его поглощение суспензией гидридообразующего материала. Этот процесс характеризуется изобарой $a-b$. После чего, суспензия металлгидрида поступает в насос и цикл замыкается.

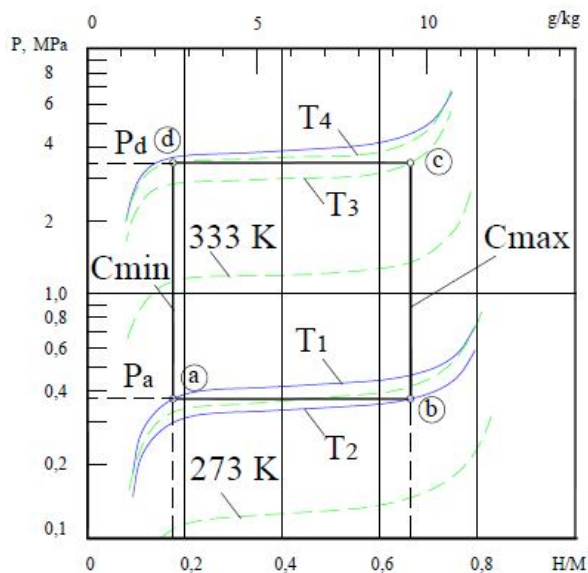


Рис. 6. Изменение параметров системы утилизации тепла в координатах ($P-c$)

В условиях, соответствующих циклу Ренкина, КПД металлгидридной утилизационной системы превышает 19 %. Снижение удельного расхода топлива на установку в целом составит не менее 12 %, При учете хладоресурса водорода КПД установки оценивается уже величиной 22 %, а снижение удельного расхода топлива превышает 14 %.

Реализация металлгидридной технологии утилизации тепла связана с определением рационального состава суспензии гидридообразующего материала и ее свойств; подбором соотношений параметров рабочих тел; определением теплотехнических и массогабаритных показателей системы; вы-

полнением комплексной проверки принципиальной возможности ее практической реализации.

Заключение

При использовании термохимических циклов на основе обратимых гидридообразующих материалов в качестве преобразователей энергии и водорода в качестве рабочего тела утилизационных установок, появляется возможность повысить глубину утилизации низкопотенциального тепла малооборотных ДВС.

Системы глубокой комплексной утилизации низкопотенциального тепла современных турбопоршневых ДВС на основе термохимических циклов с использованием реверсивных гидридообразующих интерметаллических соединений, как преобразователей энергии и водорода, как рабочего тела, представляются перспективными и требуют дальнейших комплексных теоретических и экспериментальных исследований.

Литература

1. Pounder, C.C. *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbine* [Text] / C.C. Pounder. – Elsevier Butterworth, 2004. – 576 p.
2. Quoilin, S. *Experimental Study and Modeling of a Low Temperature Rankine Cycle for Small Scale Cogeneration* [Text] / Sylvain Quoilin // Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Electro Mechanical Engineer, (Energetic engineering)/ University of Liege / Faculty of Applied sciences aerospace and Mechanical engineering/ Department thermodynamics laboratory, 2007. – 28 p.
3. *Техническая термодинамика компьютерный учебник* [Электронный ресурс] / А.А. Александров, В.Е. Знаменский, Г.Ю. Кондакова и др. – Режим доступа: <http://twi.mpei.ac.ru/TTHB/2/KiSyShe/rus/index.html>. – 12.05.2013.
4. *The NIST Chemistry WebBook* [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://webbook.nist.gov>. – 12.05.2013.
5. Тимошевский, Б.Г. *Эффективность гидридных систем в составе судовых энергетических установок* [Текст]: дис... д-ра техн. наук: 05.08.05 / Тимошевский Борис Георгиевич. – Николаев, 1991. – 428 с.
6. Srinivasa Murthy, S. *Metal hydride based cooling systems with hydrogen as working fluid* [Text] / S. Srinivasa Murthy // 1st European Conference on Polygeneration. – Tarragona (Spain). – October 2007. – P. 199-215.
7. Левенберг, В.Д. *Аккумуляция тепла* [Текст] / В.Д. Левенберг, М.Р. Ткач, В.А. Гольстрем. – К.: Техника, 1991. – 290 с.
8. *Методы хранения водорода и возможности использования металлгидридов* [Текст] / Б.П. Та-

расов, В.В. Бурнашева, М.В. Лотоцкий, В.А. Яртысь // *Альтернативная энергетика и экология*. – 2005. – № 12. – С. 14-37.

9. Reylly, J.J. Kinetics of the absorption of hydrogen by LaNi_5H_x – *n*-undecane suspensions [Text] / J.J. Reylly, J.R. Johnson // *Journal of the Less-Common metals*. – 1984. – № 104. – P. 175-190.

10. Пат. 28033 Україна, МПК (2006) F01K 25/00. Металогібридна енергетична установка [Текст] / Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р.; Заявник

та патентовласник Український державний морський технічний університет (UA) — № 96083354; заявл. 27.08.1996; опубл. 16.10.2000, Бюл. №5. – 2 с.

11. Hydrogen transmission/storage with metal hydride-organic slurry and advanced chemical hydride/hydrogen for pemfc vehicles [Text] / Andrew W. McClaine, Dr. Ronald W. Breault, Christopher Larsen, Dr. Ravi Konduri, Jonathan Rolfe, Fred Becker, Gabor Miskolczy // *Proceedings of the 2000 U.S. DOE Hydrogen Program Review NREL/CP-570-28890*.

Поступила в редакцию 27.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. проектирования авиационных двигателей С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков.

УТИЛІЗАЦІЯ НІЗКОПОТЕНЦІЙНОГО ТЕПЛА МАЛООБОРОТНИХ ДВЗ НА БАЗІ ГІДРИДНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ

М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевський, С.М. Доценко, Ю.М. Галинкін

Дано особливості утилізації низькопотенційного тепла малооборотних ДВЗ, при використанні води і хладону R245fa в якості робочих рідин. Обґрунтовано необхідність використання металогібридної технології для утилізації тепла вторинних енергоресурсів малооборотних ДВЗ. Приведена технологічна схема теплоутилізаційні установки малооборотних ДВЗ. Проілюстровано зміна параметрів металогібридних циклів. ККД утилізаційного контуру стосовно до двигуна 14S90ME-C9.2-ТІІ (MAN B & W): при роботі по циклу Ренкіна на воді складає 4 ... 7%, з використанням хладону – R245fa -13 ... 14%, а по гідридній технології перевищує 19%

Ключові слова: ДВЗ, термодинамічний цикл, утилізація тепла, водень, металогібрид.

UTILIZATION OF LOW POTENTIAL HEAT THE LOW SPEED ICE FROM HYDRIDE TECHNOLOGY

M.R. Tkach, B.G. Timochevskiy, S.M. Docenko, J.N. Galinkin

Features of low-grade waste heat of slow-combustion engine, using water and Freon R245fa as working fluids. The necessity of using metal hydride technology for heat utilization of secondary energy resources slow-combustion engine was asserted. The technological scheme of the installation was illustrated. Changing of parameters-metal-hydride cycles was shown. Efficiency of the recycling loop in relation to the engine 14S90ME-C9.2-TII (MAN B & W) using the Rankine cycle with water is about 4 ... 7%, refrigerant R245fa -13 ... 14%, and using hydride technology – more than 19%.

Keywords: ICE, thermodynamic cycle, utilization of the heat, hydrogen, metal hydride.

Ткач Михаил Романович – д-р техн. наук, проф., зав. кафедры теоретической механики Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: mykhaylo.tkach@gmail.com.

Тимошевский Борис Георгиевич – д-р техн. наук, проф., зав. кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: btym@mksat.net.

Доценко Сергей Михайлович – канд. техн. наук, доцент, директор Первомайского политехнического института Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Первомайск, Украина, e-mail: admin@ppi.net.ua.

Галинкин Юрий Николаевич – аспирант кафедры Двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: MerchikDVS@yandex.ru.

УДК 621.57

Н.И. РАДЧЕНКО¹, А.А. СИРОТА², Р.Н. РАДЧЕНКО¹, Д.В. КОНОВАЛОВ¹¹ *Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина*² *Черноморский государственный университет им. П. Могилы, Украина*

ПОТЕНЦИАЛ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА

Выполнена оценка потенциально возможной глубины охлаждения наддувочного воздуха малооборотного дизеля в климатических условиях эксплуатации судна на конкретной рейсовой линии и снижения его температуры, исходя из располагаемой теплоты наддувочного воздуха и эффективности ее трансформации в холод теплоиспользующей холодильной машиной. Определены значения снижения температуры наддувочного воздуха на входе в цилиндры, а также соответствующего сокращения удельного и общего расхода топлива главного дизеля на рейсовой линии Одесса – Йокогама с учетом изменения температуры наружного воздуха и забортной воды.

Ключевые слова: малооборотный дизель, турбокомпрессор, наддувочный воздух, охлаждение, утилизация тепла, теплоиспользующая холодильная машина, низкокипящее рабочее тело.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

На подавляющем большинстве транспортных судов в качестве главных двигателей применяются малооборотные дизели (МОД). Изменение в течение рейса температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, соответственно и воздуха в машинном отделении (МО) – на входе наддувочного турбокомпрессора (ТК) МОД, а также охлаждающей забортной воды и, следовательно, наддувочного воздуха после охладителя (на входе в цилиндры) существенно влияет на термодинамическую эффективность МОД. С повышением температуры наддувочного воздуха на 10 °С эффективный КПД МОД уменьшается примерно на 0,5 % и, соответственно, возрастает удельный расход топлива b_e [1–3].

Стремление использовать тепловой потенциал наддувочного воздуха привело к созданию агрегатов наддува когенерационного типа, когда нагретая в высокотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха (ОНВ_{ВТ}) вода используется, например, для нагрева топлива, масла, теплофикационные нужды, либо ОНВ_{ВТ} выполняет функцию экономайзерной секции нагрева питательной воды утилизационного котла.

Предложено также ряд схемных решений систем охлаждения циклового воздуха теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), утилизирующими теплоту выпускных газов двигателей и наддувочного воздуха [4–6]. В качестве рабочего тела ТХМ применяют низкокипящие рабочие тела (НРТ), что обеспечивает охлаждение воздуха до

сравнительно низких температур без поддержания вакуума в системе НРТ. Показано, что такие теплоиспользующие системы охлаждения (ТСО) обеспечивают охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры забортной воды, что особенно важно при плавании судна в южных широтах. Поскольку глубина охлаждения наддувочного воздуха зависит от климатических условий плавания (температуры наружного воздуха и забортной воды), располагаемой сбросной теплоты МОД и эффективности ее трансформации в холод, т.е. типа холодильной машины, то оценка потенциала охлаждения наддувочного воздуха и его сравнение с реальной глубиной охлаждения позволила бы вскрыть резервы повышения эффективности охлаждения наддувочного воздуха МОД на конкретной рейсовой линии.

Целью исследования является оценка потенциально возможной глубины охлаждения наддувочного воздуха МОД в климатических условиях эксплуатации судна на конкретной рейсовой линии и действительной – с учетом располагаемой сбросной теплоты МОД и эффективности ее трансформации в холод теплоиспользующей холодильной машиной.

2. Результаты исследования

Наиболее простыми и надежными в эксплуатации являются теплоиспользующие эжекторные холодильные машины (ТЭХМ), в которых функцию компрессора выполняет эжектор. Схема системы охлаждения наддувочного воздуха двигателя внутреннего сгорания (ДВС) в ТЭХМ, использующей теплоту наддувочного воздуха, приведена на рис. 1.

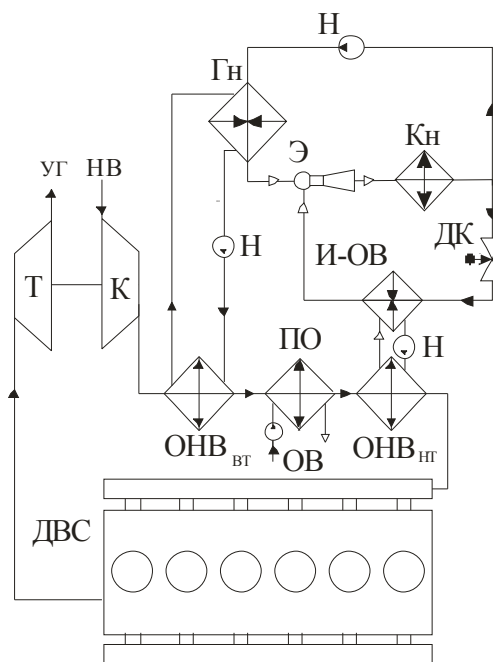


Рис. 1. Схема системы охлаждения наддувочного воздуха МОД в ТЭХМ: К и Т – компрессор и турбина ТК; ОНВ_{ВТ} и ОНВ_{НТ} – высоко- и низкотемпературная ступени ОНВ; ПО – промежуточный охладитель наддувочного воздуха (заборной водой); ЗВ – заборная вода; Г – генератор ТЭХМ; Кн – конденсатор; И-ОВ – испаритель-охладитель воды; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – воздух на входе ТК; УГ – уходящие газы; ОВ – охлаждающая вода

Теплота наддувочного воздуха используется для нагрева пресной воды в ОНВ_{ВТ} (во избежание вскипания давление воды повышенное), теплота которой – для испарения НРТ в генераторе ТХМ

(температуре кипения НРТ $t_r = 100...120$ °С). Энергия паров НРТ высокого давления используется в эжекторе для всасывания паров НРТ низкого давления из испарителя-охладителя воды (И-ОВ). Вода, охлажденная в И-ОВО до температуры, близкой 5 °С, служит хладоносителем для ОНВ_{НТ}, в котором происходит глубокое охлаждение наддувочного воздуха. Таким образом, теплота наддувочного воздуха трансформируется в ТСО в холод для глубокого охлаждения наддувочного воздуха.

В качестве примера транспортного судна рассмотрен балкер типа "Киев" с главным двигателем МОД 6S60MC6.1-TI корпорации MAN [2]: номинальная мощность $N_n = 12240$ кВт, эксплуатационная $N_s = 10000$ кВт. Рейсовая линия – Одесса–Йокогама.

Температуры наддувочного воздуха, охлажденного в ОНВ_{НТ} t_{b2} и промежуточном охладителе ПО (заборной водой) t_{bb2} , потенциально возможное охлаждение воздуха $\Delta t_{b15} = t_{bb2} - 15$ °С (до $t_{b2} = 15$ °С) и реальное в ОНВ_{НТ} $\Delta t_{b2} = t_{bb2} - t_{b2}$ (исходя из теплоты наддувочного воздуха и теплового коэффициента $\zeta = 0,2$ для ТЭХМ на НРТ R142b при температуре его кипения в И-ОВ $t_0 = 2$ °С) при температурах заборной воды $t_{зв}$ в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009) приведены на рис. 2.

Значения температуры заборной воды $t_{зв}$ и наружного воздуха $t_{нв}$ в течение рейса брали по данным метеоцентра, фиксируемым каждые 3 часа. Температура воздуха на входе ТК t_{b2} (в МО) $t_{b2} = t_{MO} = t_{нв} + 10$ °С. Расход воздуха G_b через ТК рассчитывали по программе корпорации MAN для МОД 6S60MC6.1-TI в зависимости от температуры воздуха t_{b2} на входе ТК и охлаждающей воды [2].

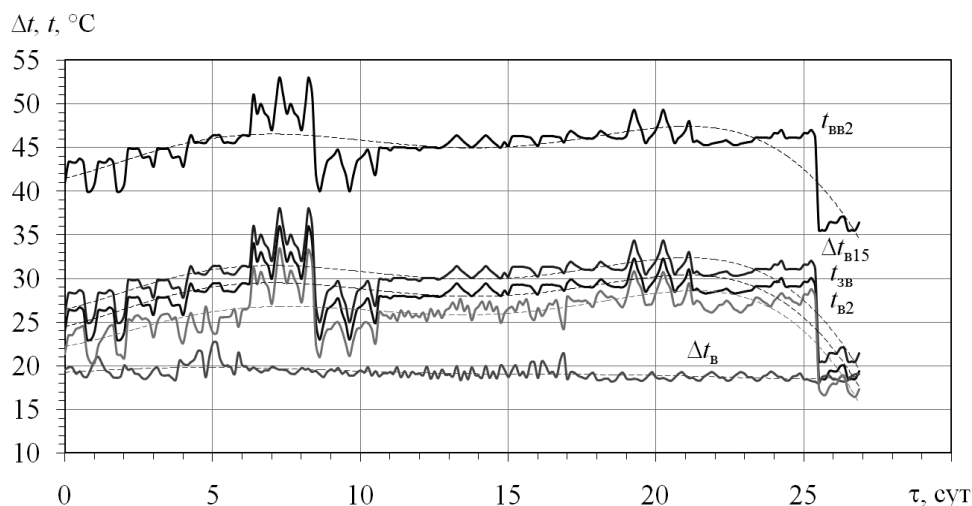


Рис. 2. Температуры наддувочного воздуха, охлажденного в ОНВ_{НТ} ТСО t_{b2} и водяном ОНВ традиционной системы охлаждения t_{bb2} , потенциально возможное снижение температуры наддувочного воздуха $\Delta t_{b15} = t_{bb2} - 15$ °С (до температуры $t_{b2} = 15$ °С) и реальное ее снижение в ОНВ_{НТ} $\Delta t_b = t_{bb2} - t_{b2}$ (исходя из располагаемой сбросной теплоты наддувочного воздуха Q_r и $\zeta = 0,2$ для ТЭХМ на R142b при $t_0 = 2$ °С) при температуре заборной воды $t_{зв}$ в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009)

При этом температура наддувочного воздуха $t_{вв2}$, охлажденного в ОНВ традиционной системы охлаждения заборной водой: $t_{вв2} = t_{зв} + \Delta t_{в1} + \Delta t_{в2}$, где $\Delta t_{в1} = 5^\circ\text{C}$ – разность температур между охлажденной пресной водой промежуточного контура охлаждения и заборной водой в центральном холодильнике; $\Delta t_{в2} = 12^\circ\text{C}$ – разность температур между охлажденным наддувочным воздухом и пресной водой.

Об эффективности охлаждения наддувочного воздуха с применением ТХМ по сравнению с традиционной системой его охлаждения заборной водой судят по величине снижения температуры воздуха в ОНВ_{НТ} $\Delta t_{в}$ относительно к температуре воздуха $t_{вв2}$, охлажденного в ПО: $\Delta t_{в} = t_{вв2} - t_{в2}$.

Из рис. 2 видно, что реальное снижение температуры наддувочного воздуха в ОНВ_{НТ} $\Delta t_{в}$ (при трансформации теплоты наддувочного воздуха в ТЭХМ с тепловым коэффициентом $\zeta = 0,2$) в 1,5 раза меньше величины $\Delta t_{в15}$ (на 10°C), потенциально возможной при трансформации теплоты с более высокими ζ (в ВАХМ или АБХМ) или использовании дополнительных источников теплоты (выпускных газов и др.): $\Delta t_{в2} \approx 20^\circ\text{C}$ против $\Delta t_{в15} \approx 30^\circ\text{C}$. Соответственно и эффект от охлаждения воздуха в ТЭХМ (сокращение потребления топлива) также в 1,5 раза меньше потенциально возможного.

Располагаемую холодопроизводительность ТХМ Q_0 определяют исходя из теплоты $Q_{г.р.}$, отведенной от наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ}, как $Q_{0.р} = \zeta Q_{г.р.}$, где ζ – тепловой коэффициент ТХМ. Тепло-

вой коэффициент ζ представляет собой $\zeta = Q_{0.р}/Q_{г.р.}$, т.е. отношение холодо-производительности $Q_{0.р}$ (количества теплоты, отведенной от наддувочного воздуха в ОНВ_{НТ}) к количеству затраченной теплоты $Q_{г.р.}$, подведенной к ТХМ от наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ}. Его величина зависит от типа ТХМ, рабочего тела (НРТ в ТЭХМ и ВАХМ, вода в АБХМ) и температур в цикле ТХМ: кипения НРТ в испарителе t_0 , генераторе $t_г$ и конденсации $t_к$. Так, $\zeta = 0,2 \dots 0,35$ для ТЭХМ при $t_0 = 2 \dots 7^\circ\text{C}$; $\zeta = 0,5 \dots 0,6$ для ВАХМ и $\zeta = 0,7 \dots 0,8$ для АБХМ.

Значения холодопроизводительности, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Т1 до потенциально возможной температуры $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, находят как $Q_{0.15} = G_{в} \cdot c_{в} (t_{вв2} - t_{в2}) \xi_0$, где $G_{в}$ – расход воздуха через ТК МОД, ξ_0 – коэффициент влаговываждения процессов охлаждения воздуха от температуры наддувочного воздуха, охлажденного заборной водой в ПО (традиционной системы охлаждения) $t_{вв2}$, до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$; $c_{в}$ – теплоемкость влажного воздуха.

Значения холодопроизводительности $Q_{0.15}$, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Т1 эксплуатационной мощностью 10 МВт (расход воздуха 25 кг/с) до потенциально возможной температуры $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, а также располагаемой холодопроизводительности $Q_{0.р(0,2)}$, $Q_{0.р(0,6)}$ и $Q_{0.р(0,7)}$, получаемой трансформацией теплоты наддувочного воздуха в холод при разных тепловых коэффициентах: $\zeta = 0,2$ (ТЭХМ при $t_0 = 2^\circ\text{C}$), $0,6$ (ВАХМ) и $0,7$ (АБХМ) в течение рейса Одесса – Йокогама (1.07...27.07.2009) даны на рис. 3.

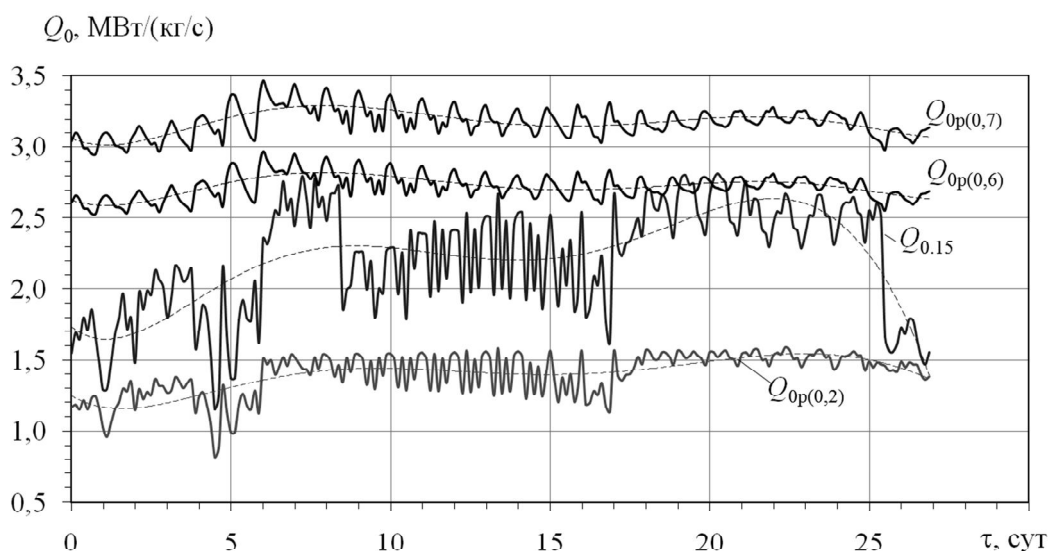


Рис. 3. Значения холодопроизводительности $Q_{0.15}$, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Т1 эксплуатационной мощностью 10 МВт (расход воздуха 25 кг/с) до потенциально возможной температуры $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$, а также располагаемой холодопроизводительности $Q_{0.р(0,2)}$, $Q_{0.р(0,6)}$ и $Q_{0.р(0,7)}$, исходя из теплоты наддувочного воздуха и ее трансформации в холод при разных тепловых коэффициентах: $\zeta = 0,2$ (ТЭХМ), $0,6$ (ВАХМ) и $0,7$ (АБХМ) в течение рейса Одесса – Йокогама (1.07...27.07.2009)

Как видно, при трансформации теплоты наддувочного воздуха в ТЭХМ с низким тепловым коэффициентом $\zeta = 0,2$ располагаемая холодопроизводительность $Q_{0p(0,2)}$ в 1,5 раза меньше ее величины $Q_{0,15}$, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха до потенциально возможной температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$, тогда как применение более эффективных ВАХМ с $\zeta = 0,6$ или АБХМ с $\zeta = 0,7$ позволяет получать холодопроизводительности $Q_{0p(0,6)}$ и $Q_{0p(0,7)}$, достаточные для покрытия требуемых затрат холода $Q_{0,15}$, причем за счет теплоты наддувочного воздуха. Такого же эффекта можно достигать и задействуя дополнительные источники тепла (выпускные газы, горячая вода контура высокотемпературного охлаждения цилиндров двигателя и др.) для ТЭХМ.

В случае избытка располагаемой холодопроизводительности ТХМ $Q_{0,p}$ снижение температуры наддувочного воздуха $\Delta t_b = t_{b1} - t_{b2}$ ограничивается температурой охлажденного наддувочного воздуха t_{b2} на выходе ОНВ_{НТ}, значение которой, в свою очередь, лимитируется температурой кипения НРТ в испарителе-охладителе воды, $t_0 \approx 2...7^\circ\text{C}$, разностью температур в испарителе-охладителе воды ($4...5^\circ\text{C}$) и ОНВ_{НТ} ($\Delta t_{b,НТ} = 8...10^\circ\text{C}$). Именно исходя из указанных температурных напоров в ТОА за потенциально возможную минимальную температуру охлажденного наддувочного воздуха принято $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$.

Значения располагаемой теплоты $Q_{г,p}$ наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Т1 эксплуатационной мощностью 10 МВт (расход воздуха 25 кг/с), а также требуемой теплоты (наддувочного воздуха, выпускных газов и др.) $Q_{г,15(0,2)}$, $Q_{г,15(0,6)}$ и $Q_{г,15(0,7)}$ для охлаждения воздуха до температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$

при ее трансформации в холод при разных тепловых коэффициентах: $\zeta = 0,2$ (ТЭХМ), $0,6$ (ВАХМ) и $0,7$ (АБХМ) в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009) приведены на рис. 4.

Как видно, в случае применения ТЭХМ ($\zeta = 0,2$) располагаемой теплоты $Q_{г,p}$ наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Т1 недостаточно для его охлаждения до температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$: $Q_{г,p} \ll Q_{г,15(0,2)}$, тогда как более эффективная трансформация тепла в холод с помощью ВАХМ ($\zeta = 0,6$) или АБХМ ($\zeta = 0,7$) обеспечивает достижение $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ даже при меньших затратах тепла: $Q_{г,15(0,6)}$ и $Q_{г,15(0,7)} < Q_{г,p}$.

Охлаждение наддувочного воздуха в ТХМ до температуры t_{b2} ниже температуры воздуха $t_{bв2}$, охлаждаемого в традиционном ОНВ заборной водой, на величину $\Delta t_b = t_{bв2} - t_{b2}$, обеспечивает сокращение удельного b_e и общего B_t расходов топлива. Уменьшение удельного расхода топлива Δb_e и, соответственно, общего расхода топлива МОД 6S50ME-C рассчитывали по программе корпорации MAN в соответствии с температурой t_{b2} охлажденного в ТХМ наддувочного воздуха, согласно которой снижение температуры воздуха на величину $\Delta t_b = 10^\circ\text{C}$ приводит к уменьшению удельного расхода топлива b_e на 1 г/(кВт·ч) [2].

Результаты расчетов значения уменьшения удельного расхода топлива Δb_e и суммарной экономии топлива ΣB_t за счет охлаждения наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Т1 (эксплуатационная мощность 10 МВт) трансформацией теплоты наддувочного воздуха в ТЭХМ ($\zeta = 0,20$), а также потенциально возможных Δb_{e15} и ΣB_{t15} при охлаждении наддувочного воздуха до температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07.2009...27.07.2009) даны на рис. 5.

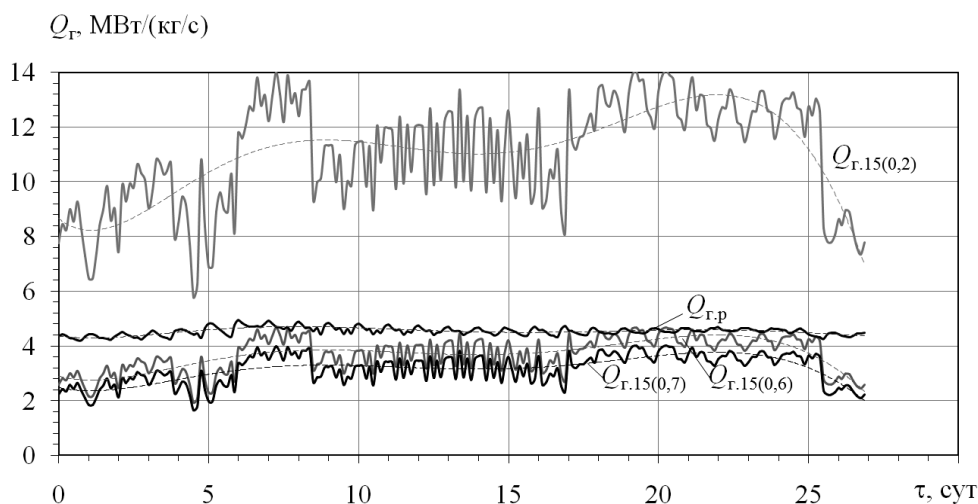


Рис. 4. Значения располагаемой теплоты $Q_{г,p}$ наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Т1 эксплуатационной мощностью 10 МВт (расход воздуха 25 кг/с), а также требуемой теплоты (наддувочного воздуха, выпускных газов и др.) $Q_{г,15(0,2)}$, $Q_{г,15(0,6)}$ и $Q_{г,15(0,7)}$ для охлаждения воздуха до температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ при ее трансформации в холод при разных тепловых коэффициентах: $\zeta = 0,2$ (ТЭХМ), $0,6$ (ВАХМ) и $0,7$ (АБХМ) в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009)

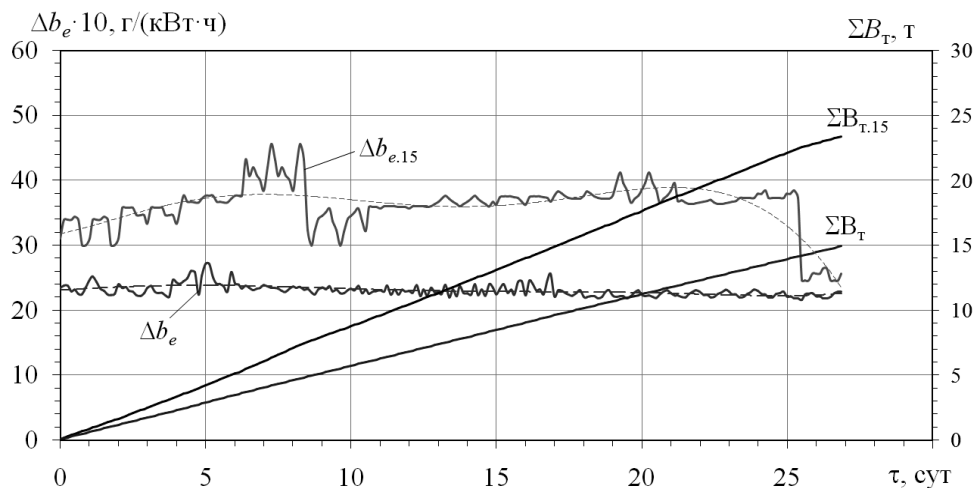


Рис. 5. Значения уменьшения удельного расхода топлива Δb_e и суммарной экономии топлива ΣB_T за счет охлаждения наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-Г1 (10 МВт) трансформацией теплоты наддувочного воздуха в ТЭХМ ($\zeta = 0,2$), а также потенциально возможных Δb_{e15} и ΣB_{T15} при охлаждении наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07.2009...27.07.2009): Δb_e и ΣB_T – действительные в ТЭХМ ($\zeta = 0,2$); Δb_{e15} и ΣB_{T15} – потенциальные при $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$

Как видно, если трансформация теплоты наддувочного воздуха в ТЭХМ ($\zeta = 0,2$) обеспечивает уменьшение удельного расхода топлива

$$\Delta b_e = 2,0 \dots 2,5 \text{ г/(кВт·ч)},$$

то при более глубоком охлаждении воздуха до

$$t_{в2} = 15^\circ\text{C} \quad \Delta b_{15} = 3,0 \dots 4,0 \text{ г/(кВт·ч)}.$$

При этом потенциально возможная экономия топлива за рейс Одесса–Йокогама (1.07.2009...27.07.2009) для МОД 6S60MC6.1-Г1 (эксплуатационная мощность 10 МВт) составляет примерно $B_{T15} = 23 \text{ т}$ (при охлаждении воздуха до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$) против $B_T = 15 \text{ т}$ за счет трансформации теплоты наддувочного воздуха в ТЭХМ ($\zeta = 0,2$).

Использование дополнительных источников теплоты (выпускных газов, горячей воды контура высокотемпературного охлаждения цилиндров двигателя) или применением более эффективных ТХМ – с большим тепловым коэффициентом ζ , в частности АБХМ ($\zeta = 0,7 \dots 0,8$) или ВАХМ ($\zeta = 0,4 \dots 0,6$) вместо ТЭХМ ($\zeta = 0,2 \dots 0,3$), обеспечит приращение экономии топлива в 1,5 раза по сравнению с ТЭХМ при эксплуатации судовых МОД в крайне неблагоприятных климатических условиях – при высокой температуре наружного воздуха и охлаждающей наддувочный воздух заборной воды.

Выводы

Сравнение потенциально возможной глубины охлаждения наддувочного воздуха МОД в климатических условиях эксплуатации судна в южных широтах и снижения температуры наддувочного воздуха исходя из его располагаемой теплоты и эффек-

тивности ее трансформации в холод теплоиспользующей холодильной машиной показало, что потенциальная величина в 1,5 раза превышает глубину охлаждения наддувочного воздуха трансформацией его теплоты в ТЭХМ с тепловым коэффициентом $\zeta = 0,2$.

Более эффективная трансформация тепла в холод с помощью ВАХМ ($\zeta = 0,6$) или АБХМ ($\zeta = 0,7$) обеспечивает максимальную глубину охлаждения при тех же и даже меньших затратах тепла.

На примере конкретного рейса показано, что в условиях судовой эксплуатации с меняющимися в течение рейса температурой наружного воздуха и заборной воды трансформация теплоты наддувочного воздуха МОД в холод обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на $2,0 \dots 2,5 \text{ г/(кВт·ч)}$ по сравнению с традиционным охлаждением воздуха заборной воды.

Литература

1. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation [Text] // MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark. – 2005. – 15 p.
2. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines [Text] // Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010. – 389 p.
3. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission [Text] // MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark. – 2005. – 12 p.
4. Андреев, А.А. Теплоиспользующая система охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля [Текст] / А.А. Андреев, Н.И. Радченко, А.А. Сирота // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 1 (98). – С. 66 – 70.

5. Андреев, А.А. Сравнительная оценка охлаждения наддувочного воздуха главного судового дизеля с утилизацией его теплоты и забортной водой [Текст] / А.А. Андреев, Н.И. Радченко, А.А. Сирота // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2013. – № 2 (99). – С. 92–96.

6. Радченко, А.Н. Ресурсосберегающая теплоиспользующая установка кондиционирования воздуха на входе дизеля транспортного судна [Текст] / А.Н. Радченко, Д.В. Коновалов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 5 (82). – С. 61–67.

Поступила в редакцию 10.06.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Голиков, Одесская национальная морская академия, Украина.

ПОТЕНЦІАЛ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ МАЛООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА

М.І. Радченко, О.А. Сирота, Р.М. Радченко, Д.В. Коновалов

Проведена оцінка потенційно можливої глибини охолодження наддувочного повітря малообертового дизеля в кліматичних умовах експлуатації судна на конкретній рейсовій лінії та зниження його температури, виходячи з наявної теплоти наддувочного повітря та ефективності її трансформації в холод тепловикористовуючої холодильної машини. Визначено значення зниження температури наддувочного повітря на вході в циліндри, а також відповідного скорочення питомої та загальної витрати палива головного дизеля на рейсовій лінії Одеса–Йокогама з урахуванням зміни температури зовнішнього повітря та забортної води.

Ключові слова: малообертовий дизель, турбокомпресор, наддувне повітря, охолодження, утилізація теплоти, тепловикористовуюча холодильна машина, низькокипляче робоче тіло

COOLING POTENTIAL OF SCAVENGE AIR OF LOW SPEED DIESEL ENGINE OF TRANSPORT SHIP

N.I. Radchenko, A.A. Sirota, R.N. Radchenko, D.V. Kononov

A potential of the scavenge air temperature drop of low speed diesel engine that might be achieved according to the current climate conditions of the ship performance on the route line and actual its temperature drop achieved by recovering the scavenge air heat depending on the efficiency of its transforming into a cold in waste heat recovery cooling machine is evaluated. The values of air temperature decrease at the inlet of cylinders and corresponding decrease in specific fuel consumption and total fuel consumption of the main diesel engine at various temperature of the ambient air and sea water on the route line Odessa–Yokogama are estimated.

Key words: marine low speed diesel engine, turbocompressor, scavenge air, cooling, heat utilization, waste heat recovery cooling machine, low boiling working fluid.

Радченко Николай Иванович – д-р техн. наук, проф., зав. каф. кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Сирота Александр Архипович – канд. техн. наук, доц., доц. кафедры экологической безопасности Черноморского государственного университета им. П. Могила, Николаев, Украина

Радченко Роман Николаевич – канд. техн. наук, ст. научн. сотр. Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Коновалов Дмитрий Викторович – канд. техн. наук, доц. Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

УДК 621.438:

М.А. ТАРАСЕНКО, А.И. ТАРАСЕНКО

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА НА ПАРАМЕТРЫ ЧАСТИЧНЫХ РЕЖИМОВ ГТД ДЛЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Рассматривается однокаскадный газотурбинный двигатель (ГТД) для электростанции, который может иметь теплоутилизирующий контур (ТУК). Рассматривается работа ГТД на частичных режимах при постоянной температуре наружного воздуха. Приведены результаты расчета для ГТД на базе одновальной схемы для различных температур и мощностей, как с ТУК, так и без него. Приведены зависимости параметров двигателя от режима (относительной мощности) для различных температур наружного воздуха. Сделан и обоснован парадоксальный вывод о необходимости подогрева наружного воздуха, если назначен режим частичной мощности

Ключевые слова: ГТД, ТУК, компрессор, турбина, мощность, кпд, расход, температура.

Введение

К эксплуатационным недостаткам газотурбинного двигателя относят снижение агрегатной мощности и экономичности (КПД) при повышении температуры наружного воздуха (температуры воздуха на входе в двигатель). Этот факт считается классикой (авторы не указывают конкретный источник ввиду широты упоминания). Что касается максимальной агрегатной мощности то с фактом ее уменьшения с ростом температуры нужно считаться. Экономичность ГТД при изменении температуры наружного воздуха, по мнению авторов необходимо рассмотреть подробно. С помощью методики изложенной во [2] получены, приведенные на рис. 1, зависимости КПД от температуры наружного воздуха.

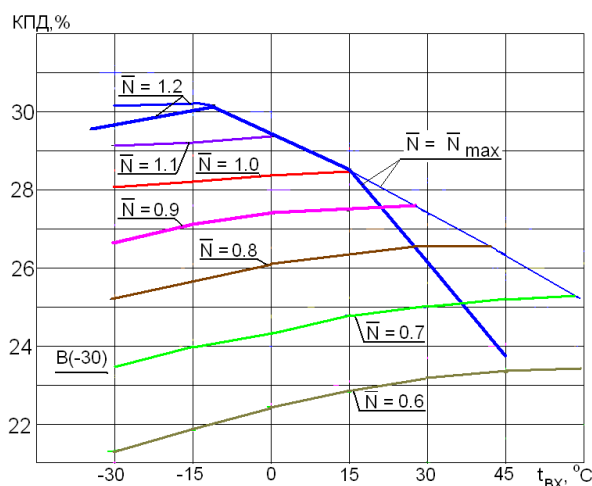


Рис. 1. Зависимость КПД двигателя от температуры наружного воздуха при заданных мощностях

На рис. 1 более толстая ограничивающая кривая взята с проспекта ПО «ЗОРЯ»-«МАШПРОЕКТ».

На графике рис. 1 показана кривая максимальной мощности для двигателя UGT 2500 без теплоутилизирующего контура. Следует отметить, что мощность двигателя ограничена на уровне 120% от номинальной мощности. Видно, что при работе постоянной мощностью (120%) КПД двигателя падает с уменьшением температуры наружного воздуха. Таким образом, если двигатель работает максимально возможной мощностью (ограничение по температуре) его КПД с понижением температуры возрастает (этот факт широко известен). Но если мощность двигателя постоянна и меньше максимально допустимой, то КПД с уменьшением температуры уменьшается.

Из графика рис. 1 и результатов полученных авторами во [2] следует, что целесообразно организовать подогрев воздуха на входе с целью увеличения КПД при работе на частичных режимах при низких температурах.

Используя подогрев воздуха на входе, можно менять мощность двигателя с незначительным понижением температуры цикла, а следовательно и КПД, и без срыва ТУК.

1. Формулирование проблемы

Идея подогрева воздуха на входе в двигатель вызывает удивление специалистов. Для того чтобы убедить их достаточно рассмотреть зависимость совокупности основных параметров двигателя от температуры наружного воздуха на входе в двигатель.

Цель работы — обосновать, путем сравнительных расчетов на ЭВМ, целесообразность применения подогрева циклового воздуха. Рассмотрение зависимости совокупности основных параметров двигателя от температуры наружного воздуха.

1.1. Общие соображения

Авторами разработана методика [1], позволяющая получить зависимость КПД двигателя на частичных режимах при заданной температуре воздуха на входе. На рис. 2 приведены результаты такого расчета для одновального ГТД простой схемы без ТУК с параметрами двигателя UTG 110000 который выпускается ПО «ЗОРЯ»-«МАШПРОЕКТ» для привода генератора в условиях электростанции.

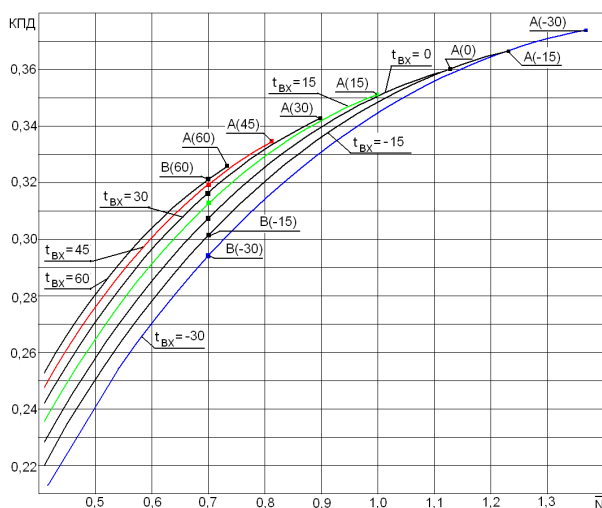


Рис. 2. Зависимость КПД от мощности двигателя при заданной температуре на входе в двигатель

На рис. 2 точки A(-30), A(-15), ..., A(60) соответствуют максимальной допустимой мощности. Точки B(-30), B(-15), ..., B(60) соответствуют мощности 70%. Аналогичные точки можно указать и для других мощностей. Зависимость КПД от температуры, полученная на основе рис. 2, показана на рис. 3

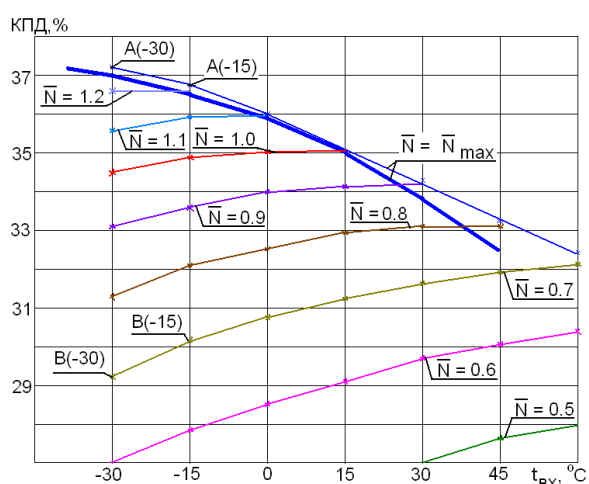


Рис. 3. Зависимость КПД двигателя от температуры наружного воздуха при заданных мощностях

На рис. 3 более толстая ограничивающая кривая взята с проспекта ПО «ЗОРЯ»-«МАШПРОЕКТ». Из рис. 3 видно, что КПД при максимально допус-

тимой мощности с понижением температуры наружного воздуха растет, что является широко известным фактом наряду с тем, что максимально допустимая мощность при понижении температуры наружного воздуха увеличивается. Следует отметить, что при работе на максимально допустимой мощности, увеличение КПД, при понижении температуры наружного воздуха, должно сопровождаться увеличением вырабатываемой мощности. Работа ГТД на повышенной мощности мало вероятна. Работу на повышенной мощности должен допустить генератор. Стоимость тяжелых электрических машин пропорциональна их мощности. Увеличить мощность генератора с целью ее использования при низких температурах наружного воздуха дорого потому, что холодно не всегда.

Однако, при работе с постоянной мощностью, КПД с понижением температуры падает даже на режиме 110% (для UTG 110000 это мощность 120 МВт).

Из приведенного графика следует парадоксальный вывод о необходимости подогрева воздуха на входе в ГТД. Действительно на режимах работы до 70% от номинальной мощности воздух на входе целесообразно подогреть до 60 °C.

Для подогрева воздуха можно использовать водогрейный утилизационный котел, которым ГТД, как правило, комплектуют.

На рис. 4 показана схема газотурбинного двигателя с ТУК и входным подогревателем циклового воздуха на базе одновального ГТД.

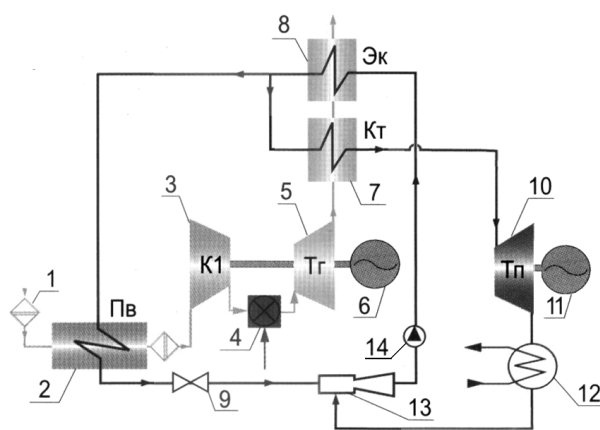


Рис. 4. Схема одновального ГТД с ТУК и подогревателем циклового воздуха:
1 – фильтр грубой очистки; 2 – подогреватель циклового воздуха; 3 – компрессор; 4 – камера сгорания; 5 – турбина газовая; 6 – генератор (внешняя нагрузка); 7 – котел; 8 – водоподогреватель (экономайзер); 9 – регулирующий кран; 10 – турбина паровая; 11 – генератор (внешняя нагрузка); 12 – конденсатор; 13 – струйный аппарат; 14 – насос

На рис. 5 показан график, аналогичный рис. 3, для случая использования теплоутилизационного контура (ТУК) применительно к двигателю UTG 110000.

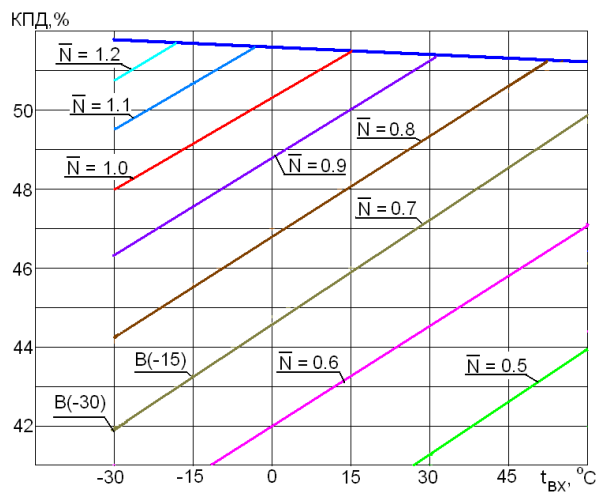


Рис. 5. Зависимость КПД двигателя от температуры наружного воздуха при заданных мощностях для ГТД с ТУК

Сравнение рис. 3 и рис. 5 показывает, что в случае применения ТУК влияние температуры наружного воздуха на КПД проявляется в большей степени (точки В). Этот факт можно объяснить тем, что снижение температуры наружного воздуха вызывает понижение температуры газов перед утилизационным котлом. При расчетах рис. 5 полагалось, что давление и температура в конденсаторе ТУК не меняется в зависимости от режима и температуры наружного воздуха.

Одной из опасностей работы с ТУК может быть его срыв при понижении температуры наружного воздуха. Поэтому подогрев воздуха на входе в ГТД полезен и для повышения КПД и для осуществления стабильной работы ТУК. Для подогрева воздуха можно использовать водогрейную секцию утилизационного котла. Низкопотенциального тепла в утилизационном контуре много и нагреть воздух до 90 °C не проблема. Важно, чтобы ГТД допускал такой нагрев из условий прочности и устойчивости компрессора.

Из графика рис. 5 видно, что если ГТД с ТУК работает на номинальном режиме при температуре наружного воздуха -30 °C то подогрев воздуха до 15 °C позволит сэкономить 7% топлива. Аналогичный маневр на 70% мощности увеличит КПД с 42% до 50%, что равносильно экономии 19% топлива. Для автономной работы в заполярье это важно.

Для газотурбинного двигателя важны рабочие линии на характеристике компрессора.

На рис. 6 показаны рабочие линии для ГТД на характеристиках компрессора от 45 до -30 °C.

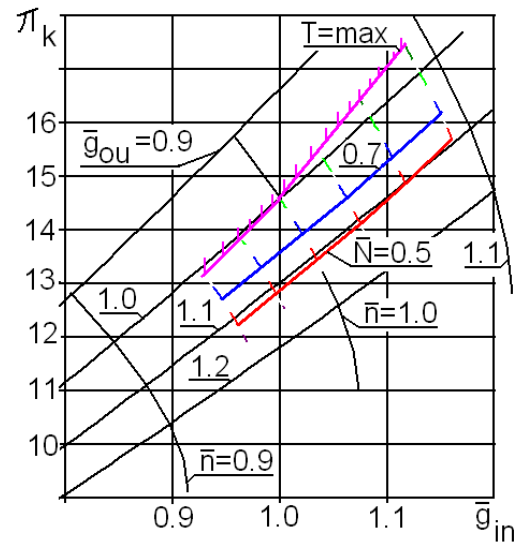


Рис. 6. Линии заданной мощности на характеристике компрессора

Линии на рис. 6 показывают, что работа постоянной мощностью никаких проблем с компрессором не создает. Компрессору не грозит ни помпаж ни запирание и работает он вблизи оптимальной зоны.

На рис. 7 показаны зависимости параметров ГТД от мощности при температуре входа -30 °C.

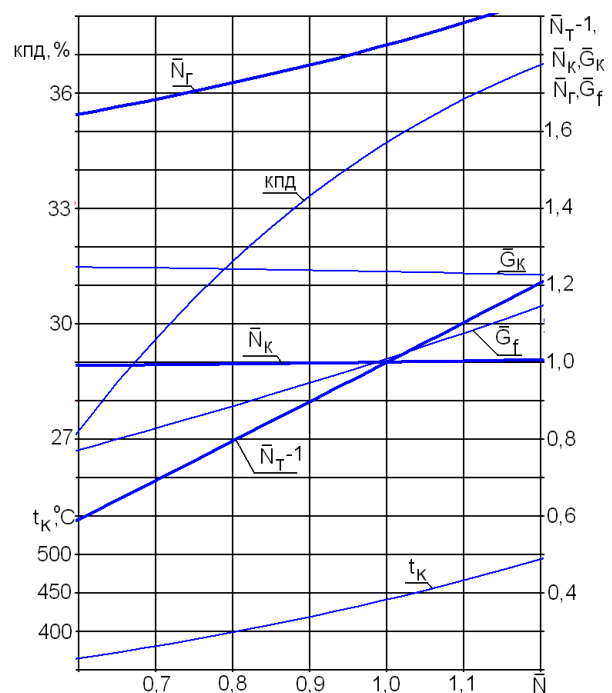


Рис. 7. Зависимость параметров двигателя от мощности при температуре воздуха на входе -30 °C

На рис. 7 –10 показаны зависимости для следующих параметров:

t_k – температура на входе в утилизационный котел в °C;

$\bar{N}_T$ – мощность турбины, отнесенная к мощности двигателя на номинальном режиме;

$\bar{N}_K$ – мощность компрессора, отнесенная к мощности двигателя на номинальном режиме;

$\bar{N}_G$ – «мощность» отходящих газов, отнесенная к мощности двигателя на номинальном режиме;

$\bar{G}_K$ – расход газа на входе в утилизационный котел, отнесенный к этому же параметру на номинальном режиме;

$\bar{G}_f$ – расход топлива в камере сгорания, отнесенный к этому же параметру на номинальном режиме;

КПД – коэффициент полезного действия двигателя в %.

На рис. 8 показаны зависимости параметров ГТД от мощности при температуре входа 15 °С.

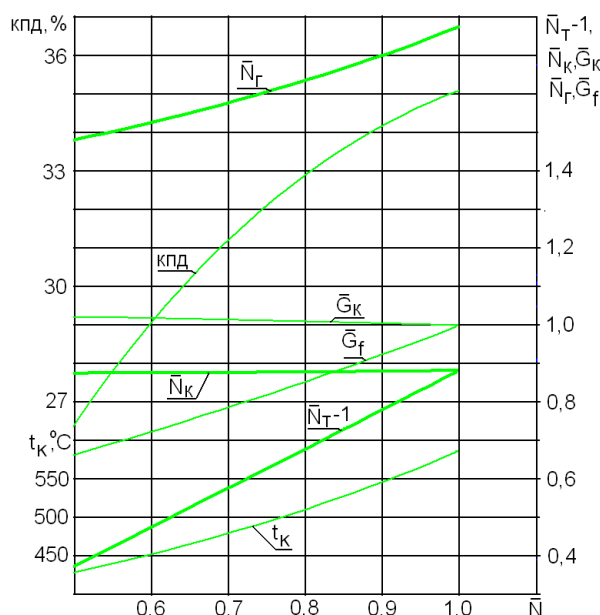


Рис. 8. Зависимость параметров двигателя от мощности при температуре воздуха на входе 15 °С (номинальной входной температуре)

Рис. 7 и 9 позволяют утверждать, что **мощность, потребляемая компрессором, возрастает с понижением входной температуры**. Действительно, фактическая скорость вращения остается постоянной, а с уменьшением входной температуры возрастают приведенная скорость вращения, расход воздуха и степень повышения давления. Из очевидных фактов следует указать на резкое снижение температуры перед утилизационным котлом с понижением температуры наружного воздуха, что чревато срывом работы ТУК.

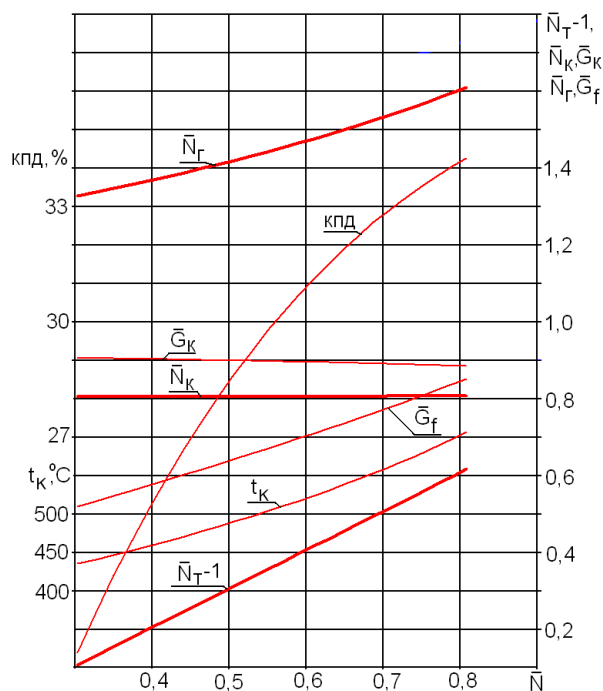


Рис. 9. Зависимость параметров двигателя от мощности при температуре воздуха на входе 45 °С

Интерес представляет сравнительный анализ графиков рис. 7 и 9. На рис. 10 показаны графики рис. 7 и 9, наложенные друг на друга.

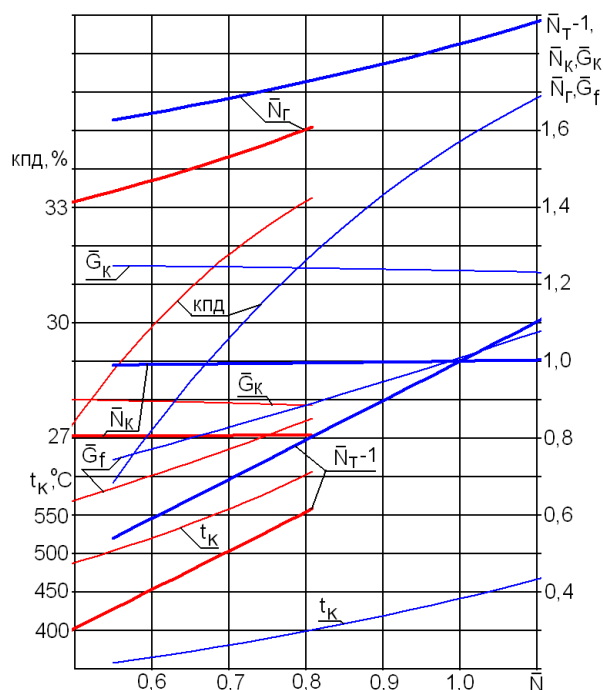


Рис. 10. Зависимость параметров двигателя от мощности при температуре воздуха на входе для 45 и -30 °С

Надо подчеркнуть, что энергия отходящих газов с уменьшением входной температуры растет. Температура отходящих газов уменьшится, а вот энергия увеличится в связи с увеличением расхода воздуха.

2. Решение проблемы

Можно рекомендовать сравнительно простую схему двигателя на рис. 4 с предварительным подогревом воздуха. Для обеспечения необходимой мощности при высоких температурах (для 45 °С) номинальную мощность двигателя следует увеличить на 15%.

Заключение

При работе с постоянной мощностью КПД с понижением температуры падает даже на режиме 110%. (для UTG 110000 это мощность 120 МВт).

На режимах работы до 70% от номинальной мощности воздух на входе целесообразно подогреть до 60 °С и выше, если позволяет прочность и устойчивость компрессора.

Подогрев воздуха на входе в ГТД полезен и для повышения КПД и для осуществления стабильной работы ТУК.

Если на частичном режиме температура за камерой сгорания ниже номинальной, то целесообразно осуществлять подогрев воздуха на входе до тех пор пока температура за камерой сгорания не приблизится к номинальной температуре.

Мощность потребляемая компрессором при понижении температуры наружного воздуха возрастает вследствие увеличения расхода воздуха.

Литература

1. Тарасенко, М.А. Оптимальное промежуточное охлаждение ГТД разных схем на частичных режимах [Текст] // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2010. – № 9 (76). – С. 56–58.

2. Тарасенко, М.А. Влияние температуры наружного воздуха на КПД одновального газотурбинного двигателя для электростанции [Текст] / М.А. Тарасенко, А.И. Тарасенко // *Газотурбинные технологии*. – 2012. – № 8 (109). – С. 28–31.

Поступила в редакцию 31.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.Р. Ткач, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев.

ВПЛИВ TEMПЕРАТУРИ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ НА ПАРАМЕТРИ ЧАСТКОВИХ РЕЖИМІВ ГТД ДЛЯ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

М.О. Тарасенко, О.І. Тарасенко

Розглядається одно каскадний газотурбінний двигун (ГТД), для електростанції, який може мати теплоутилізуючий контур (ТУК). Розглядається робота ГТД на часткових режимах при постійній температурі зовнішнього повітря. Наведено результати розрахунків для ГТД на базі одновальної схеми для різних температур та потужностей, як з ТУК, так і без нього. Наведено залежності параметрів двигуна від режиму (відносної потужності) для різних температур зовнішнього повітря. Зроблено та обґрунтовано парадоксальний висновок необхідності підігріву зовнішнього повітря, якщо призначено режим часткової потужності.

Ключові слова: ГТД, ТУК, компресор, турбіна, потужність, ккд, витрата, температура.

EXTRANEOUS TEMPERATURE EFFECT ON THE PARAMETERS OF AIR MODES FOR PARTIAL GTE POWER

M.A. Tarasenko, A.I. Tarasenko

We review a single-stage gas turbine engine (GTE) for the power plant, which can have heat-recovering outline (HRO). Examines the work of GTE on partial mode at a constant temperature of the extraneous air. The results of the calculation for a single-shaft gas turbine engines on the basis of schemes for different extraneous temperatures and capacities, as with HRO, and without it. Dependences on the mode of engine parameters (relative power) for different extraneous temperatures. Made and justified paradoxical conclusion about the need of heating extraneous air, if appointed regime of partial capacity.

Key words: GTE, HRO, compressor, turbine, power, efficiency, consumption, temperature.

Тарасенко Мария Александровна – инженер, ст. лаборант кафедры механики и конструирования машин Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: tai777@ukrpost.net.

Тарасенко Александр Иванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры механики и конструирования машин Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: tai777@ukrpost.net.

УДК 629.735

О.В. КИСЛОВ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА РЕЖИМА РАБОТЫ ГАЗОГЕНЕРАТОРА КОНВЕРТИРОВАННОГО ГТД

Рассмотрены особенности выбора режима работы одновального газогенератора наземного газотурбинного двигателя, полученного конвертированием ТРДД путем исключения вентилятора. Показано влияние расчетной степени повышения давления вентилятора на изменение режима газогенератора конвертированного ГТД при сохранении частоты вращения ротора газогенератора. Обоснован режим работы газогенератора конвертированного ГТД, удовлетворяющий требованиям, предъявляемым к наземным газотурбинным приводам. Предложен закон управления конвертированным наземным ГТД на максимальном режиме.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, газогенератор, вентилятор, приведенная частота вращения, ресурс, параметр Ларсона – Миллера.

Введение

В настоящее время все более распространенной становится практика создания наземных ГТД путем конвертирования авиационных ГТД. Чаще всего конвертируются ТРДД путем исключения вентилятора и сохранением базового газогенератора [1,2,3]. Наиболее распространенная схема конвертации показана на рис. 1.

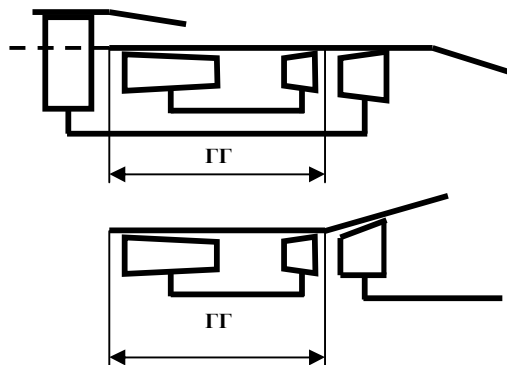


Рис. 1. Схема конвертации ТРДД в наземный турбовальный ГТД со свободной турбиной

Условия работы газогенератора в составе ТРДД и в составе турбовального ГТД со свободной турбиной разные.

Если расчетная полная температура воздуха перед ТРДД $T_{в\ p}^*$ соответствует стандартной температуре атмосферы на высоте $H = 0$, то расчетная полная температура воздуха на входе в газогенератор $T_{ввд\ p}^* > T_H = T_{в\ p}^*$. Поэтому в наземном турбовальном ГТД газогенератор будет эксплуатироваться в нерасчетных условиях (при сохранении частоты

вращения ротора газогенератора изменяется положения рабочей точки на рабочей линии, а следовательно изменяются коэффициент запаса устойчивости компрессора, температура газа перед турбиной T_g^* , КПД компрессора и турбины газогенератора).

Режим работы газогенератора наземного ГТД должен удовлетворять не только требованиям по обеспечению высоких параметров цикла, минимальных потерь в проточной части и достаточного запаса устойчивости компрессора, но и дополнительному требованию, предъявляемого к наземным ГТД, – обеспечению повышенного ресурса ГТД [4].

В связи с этим актуален вопрос выбора режима работы газогенератора.

Целью данной работы является обоснование режима работы одновального газогенератора наземного ГТД, полученного конвертированием авиационного ТРДД путем исключения вентилятора.

1. Расчетные соотношения

При исключении вентилятора температура воздуха перед газогенератором уменьшается. Величины уменьшения температуры и относительной приведенной частоты вращения ротора газогенератора (при условии сохранения частоты вращения ротора $\bar{n}_{гг} = 1$) зависят от расчетных значений степени повышения полного давления $\pi_{вр}^*$ и КПД $\eta_{вр}^*$ вентилятора:

$$\bar{T}_{в\ p}^* = \frac{T_{в\ p}^*}{T_{ввд\ p}^*} = f(\pi_{вр}^*) = \left(1 + \frac{\pi_{вр}^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{вр}^*} \right)^{-1},$$

$$\bar{n}_{\text{ГГпр}} = \sqrt{\frac{T_{\text{ввд р}}^*}{T_{\text{в р}}^*}} = \sqrt{1 + \frac{\pi_{\text{вр}}^* \frac{k-1}{k} - 1}{\eta_{\text{вр}}^*}}$$

Соответствующие зависимости представлены на рис. 2.

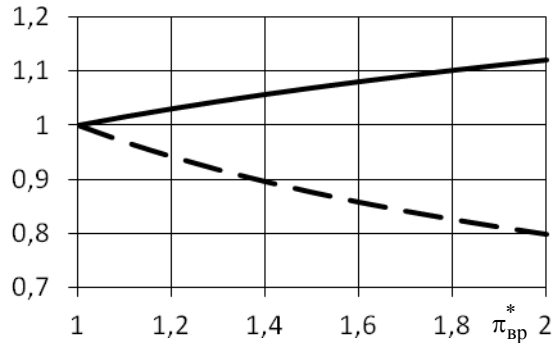


Рис. 2. Зависимости $\bar{T}_{\text{в р}}^*$ и $\bar{n}_{\text{ГГ пр}}$ конвертированного наземного ГТД от $\pi_{\text{вр}}^*$:
— — — $\bar{T}_{\text{в р}}^*$; — — — $\bar{n}_{\text{ГГ пр}}$

Видно, что уже при $\pi_{\text{вр}}^* = 1,80$ $\bar{n}_{\text{ГГпр}} = 1,10$. То есть, рабочая точка существенно смещается по рабочей линии на характеристике компрессора в область повышенных $\pi_{\text{к}}^*$, пониженного запаса устойчивости и КПД компрессора (рис. 3).

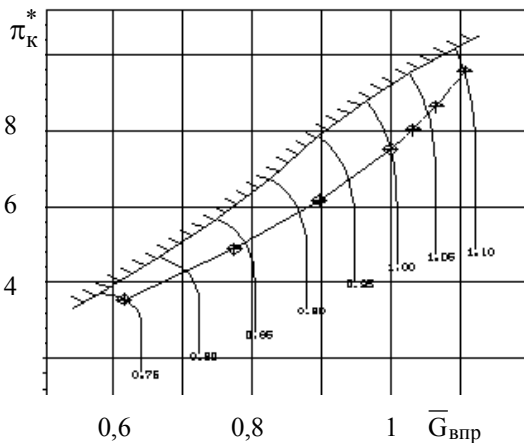


Рис. 3. Рабочая линия на характеристике компрессора

При этом однозначно увеличивается и $\frac{T_{\text{Г}}^*}{T_{\text{в}}^*}$, но

изменение $T_{\text{Г}}^*$ будет разным в зависимости от расчетной степени повышения давления компрессора газогенератора $\pi_{\text{кр}}^*$.

Как известно [1, 3], высоконапорные ($\pi_{\text{кр}}^* > 6$) и низконапорные ($\pi_{\text{кр}}^* < 6$) компрессоры при увеличении температуры воздуха на входе загружаются противоположно, что вызывает противоположное изменение температуры $T_{\text{Г}}^*$.

При выборе объекта конвертирования нецелесообразно выбирать ТРДД, который имеет газогенератор с низконапорным компрессором, по двум причинам:

1) конвертированный ГТД будет иметь малую степень повышения давления в цикле, что невыгодно с точки зрения экономичности и удельной мощности ГТД;

2) расположение рабочей линии на характеристике компрессора при повышенных приведенных частотах вращения ротора газогенератора невыгодно с точки зрения запаса устойчивости и КПД компрессора.

Поэтому дальнейший анализ выполняется для газогенератора с высоконапорным компрессором.

В частности, с помощью математической модели ГТД первого уровня для газогенератора с $\pi_{\text{кр}}^* = 7,5$ получено относительное изменение $\bar{T}_{\text{Г}}^*$ и $\frac{T_{\text{Г}}^*}{T_{\text{в}}^*}$ от $\pi_{\text{вр}}^*$ при условии поддержания $\bar{n}_{\text{ГТ}} = 1$. Эти зависимости показаны на рис. 4. Здесь же изображена зависимость $\bar{T}_{\text{в р}}^* = f(\pi_{\text{вр}}^*)$.

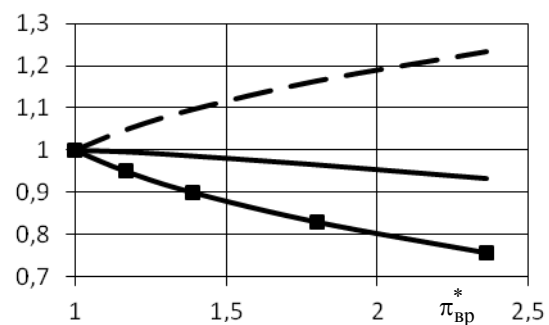


Рис. 4. Изменение $\bar{T}_{\text{Г}}^*$, $\bar{T}_{\text{в р}}^*$ и $\frac{\bar{T}_{\text{Г}}^*}{\bar{T}_{\text{в}}^*}$ конвертированного ГТД в зависимости от $\pi_{\text{вр}}^*$ при $\bar{n}_{\text{ГТ}} = 1$:

— ■ — $\bar{T}_{\text{в р}}^*$; — — — $\bar{T}_{\text{Г}}^*$; — · — $\frac{\bar{T}_{\text{Г}}^*}{\bar{T}_{\text{в}}^*}$.

Из рисунка видно, что, несмотря на увеличение $\frac{T_{\text{Г}}^*}{T_{\text{в}}^*}$ при увеличении расчетной степени повышения

давления удаляемого при конвертации вентилятора $\pi_{вр}^*$ в газогенераторе с высоконапорным компрессором $T_{г}^*$ уменьшается из-за более быстрого уменьшения температуры потока перед газогенератором $T_{в}^*$. Так, при исключении вентилятора ТРДД с $\pi_{вр}^* = 1,8$ и сохранении $\bar{p}_{гг} = 1$, $T_{г}^*$ уменьшается на 3% (что составляет 39К при $T_{гг}^* = 1300$ К).

Уменьшение $T_{г}^*$, наряду с уменьшением давления в проточной части газогенератора и уменьшением температуры воздуха в компрессоре, благоприятно влияет на запас статической прочности лопаток компрессора и турбины. Увеличение запасов статической прочности приводит к росту ресурса лопаточных машин и всего газогенератора в составе наземного ГТД по сравнению с вариантом использования этого же газогенератора в составе ТРДД.

Однако этот режим работы не может быть рекомендован для газогенератора конвертированного ГТД вследствие существенных недостатков, обусловленных рассогласованием режимов работы ступеней компрессора. Чем выше приведенная частота вращения ротора газогенератора, тем ниже углы атаки первых ступеней компрессора и выше – последних. Это приводит к уменьшению КПД и запаса устойчивости компрессора. Низкий запас устойчивости компрессора при стандартной температуре на земле не позволяет эксплуатировать ГТД при пониженных температурах атмосферы. А высокие положительные и отрицательные углы атаки на последних и первых ступенях компрессора повышают нестационарность потока, что уменьшает динамическую прочность лопаточных машин и их ресурс.

Наиболее предпочтительным с точки зрения динамической прочности, КПД и запаса устойчивости компрессора является расчетный режим компрессора при $\bar{p}_{ггпр} = 1$. Для обеспечения этого режима требуется уменьшение частоты вращения ротора газогенератора в соответствии с формулой:

$$\bar{p}_{гг} = \sqrt{T_{в}^* / p}.$$

При увеличении $\pi_{вр}^*$ потребное уменьшение $\bar{p}_{гг}$ возрастает. Так, при $\pi_{вр}^* = 1,8$ для обеспечения $\bar{p}_{ггпр} = 1$ требуется $\bar{p}_{гг} = 0,91$.

Вследствие того, что $\frac{T_{г}^*}{T_{в}^*} = f(\bar{p}_{ггпр})$ при неизменной степени понижения давления в турбине газогенератора [1, 3], $T_{г}^*$ понижается прямо пропорционально уменьшению $T_{в}^*$, то есть $\frac{T_{г}^*}{T_{в}^*} = \frac{T_{гг}^*}{T_{вг}^*}$

(рис. 2). При $\pi_{вр}^* = 1,8$ уменьшение $T_{г}^*$ составляет 17,5% (с 1300 К до 1106 К).

Одновременное уменьшение $\bar{p}_{гг}$, $T_{г}^*$, $T_{в}^*$ и $p_{в}^*$ приводит к существенному росту коэффициента запаса статической прочности лопаток турбины и компрессора, что увеличивает ресурс газогенератора наземной ГТД.

Приближенная оценка ресурса рабочей лопатки турбины выполнена с помощью параметра Ларсона – Миллера, который учитывает влияние на $\sigma_{дл}$ как температуры $T_{л}$, так и ресурса работы τ_p [5]:

$$P_{лм} = T_{л} (\lg \tau_p + 20).$$

Результаты расчетов показали, что при $\pi_{вр}^* = 1,8$ ресурс рабочей лопатки турбины газогенератора конвертированного ГТД возрастает в 1,78 раз за счет снижения частоты вращения, а с учетом изменения ее температуры – в 18,5 раз по сравнению с ресурсом этого же газогенератора в составе ТРДД.

Аналогично увеличивается и ресурс рабочих лопаток компрессора, что обусловлено уменьшением центробежных сил из-за уменьшения частоты вращения ротора, уменьшением изгибающего момента газовых сил из-за уменьшения давления воздуха в компрессоре и уменьшением температуры лопаток из-за уменьшения температуры воздуха перед компрессором.

Кроме того, пониженная $\bar{p}_{гг}$ и $\bar{p}_{ггпр} = 1$ при стандартных атмосферных условиях позволяют реализовать выгодный закон управления ГТД при изменении $T_{в}^*$ (рис. 5).

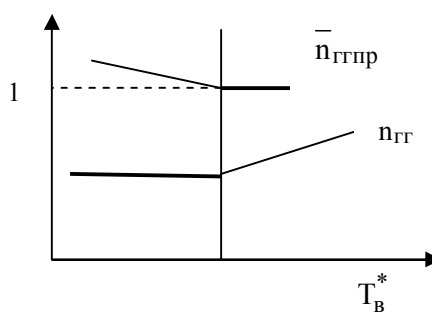


Рис. 5. Закон управления ГТД на максимальном режиме

При пониженных $T_{в}^*$ целесообразно поддерживать $\bar{p}_{гг} = \text{const}$. Тогда уменьшение $T_{в}^*$ приводит к допустимому увеличению $\bar{p}_{ггпр}$, сохраняя достаточно высокие запасы устойчивости и КПД компрессора и увеличивая параметры цикла – степень повышения давления и степень подогрева рабочего

тела. А при повышенных T_v^* , из-за пониженного значения $\bar{p}_{гг}$ при стандартных условиях, становится возможным закон $\bar{p}_{ггпр} = 1$, требующий увеличения $\bar{p}_{гг}$ по мере увеличения T_v^* . Такой закон регулирования сохраняет подобными планы скоростей в лопаточных машинах и, как следствие, высокие КПД и запас устойчивости компрессора, не допускает снижения параметров цикла при приемлемом, с точки зрения прочности и ресурса ГТД, росте частоты вращения и T_g^* .

Заключение

В работе обоснован режим работы газогенератора наземного ГТД, полученного конвертацией ТРДД путем исключения вентилятора. Этот режим обеспечивает высокие параметры цикла и КПД элементов газогенератора, соответствие основным требованиям по прочности и ресурсу. Кроме того, он позволяет реализовать комбинированный закон регулирования ГТД при изменении температуры атмосферы, обеспечивающий поддержание высоких

параметров цикла, КПД и запаса устойчивости компрессора при соблюдении требований по ресурсу.

Литература

1. Работы ведущих авиадвигателестроительных компаний по созданию перспективных авиационных двигателей (аналитический обзор) [Текст] / В.А. Скибин, В.И. Солонин, В.А. Палкин и др.; под ред. В.А. Скибина, В.И. Солониной. – М.: ЦИАМ, 2004. – 424 с.
2. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей [Текст] / В.П. Деменченко, Л.Н. Дружинин, А.Л. Пархомов и др.; под ред. С.М. Шляхтенко, В.А. Сосунова. – М.: Машиностроение, 1979. – 700 с.
3. Нечаев, Ю.Н. Теория авиационных двигателей [Текст] / Ю.Н. Нечаев. – М.: ВВИА, 1990. – 704 с.
4. Довідник працівника газотранспортного підприємства [Текст] / В.В. Розгонюк, А.А. Руднік, В.М. Коломєєв та ін.; під ред. А.А. Рудніка. – К.: Росток, 2001. – 1092 с.
5. Малинин, Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести [Текст] / Н.Н. Малинин. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.

Поступила в редакцию 28.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры теории авиационных двигателей В.П. Герасименко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ РЕЖИМУ РОБОТИ ГАЗОГЕНЕРАТОРА КОНВЕРТОВАНОГО ГТД

О.В. Кіслов

Розглянуті особливості вибору режиму роботи одношального газогенератора наземного газотурбінного двигуна, одержаного конвертуванням ТРДД шляхом виключення вентилятору. Показаний вплив розрахункового ступеня підвищення тиску вентилятора на змінення режиму роботи газогенератору конвертованого ГТД при зберіганні частоти обертання ротору газогенератора. Обґрунтовано режим роботи газогенератору конвертованого ГТД, який відповідає вимогам до наземних газотурбінних приводів. Запропонований закон управління конвертованого наземного ГТД на максимальному режимі.

Ключові слова: газотурбінний двигун, газогенератор, вентилятор, приведена частота обертання, ресурс, параметр Ларсона – Мілера.

FEATURES OF OPERATION MODE SELECTION OF CONVERTED GAS TURBINE ENGINE GAS GENERATORS

O. V. Kislov

The features of the operation mode selection of the ground gas turbine engine single-shaft gas generator are considered. The ground gas turbine engine is a result of converting turbofan by removing the fan. The effect of the design fan pressure ratio on change of the converted gas turbine engine gas generator mode, while maintaining the gas generator rotor speed, are shown. The operation mode of converted gas turbine engine gas generators, satisfying the requirements for ground gas turbine drives, are justified. The control law of converted ground gas turbine engines at maximum mode are proposed.

Keywords: gas turbine engine, gas generator, fan, corrected rotor speed, resource, Larson – Miller parameter.

Кислов Олег Владимирович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры теории авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: OBKislov@mail.ru.

УДК 621.438:621.515

В.А. ШКАБУРА*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Украина*

ИССЛЕДОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ГАЗОТУРБИНЫМ ДВИГАТЕЛЯМ

В целях развития двигателей и энергетических установок рассмотрены вопросы совершенствования газотурбинных двигателей путём применения в их составе новых типов турбомашин, в частности, турбокомпрессора с общим рабочим колесом (ТКО). Приведены результаты исследования эффективности работы компрессорной и турбинной частей ТКО применительно к ГТД. Для верификации методик газодинамического расчёта разработана и изготовлена опытная модель ТК, и проведены её исследования. Для проверки эффективности применения ТКО в составе ГТД спроектирован опытный газотурбинный двигатель. Проводится доводка основных элементов конструкции данного двигателя.

Ключевые слова: турбокомпрессор с общим рабочим колесом, турбинная часть, компрессорная часть, опытная модель, газотурбинный двигатель.

Введение

Известно, что основными направлениями развития газотурбинных двигателей является повышение параметров цикла их работы и эффективности происходящих в них процессов [1, 2]. Однако традиционные подходы во многом себя уже исчерпали, и поэтому существенные сдвиги в этом направлении возможны лишь при использовании новых технических решений, подходов и технологий. Особенно актуально это для двигателей с высокой суммарной степенью повышения давления или небольшой тяги, где использование только осевых компрессоров в газогенераторе вследствие слишком малых размеров лопаток последних ступеней становится затруднительным, или там, где необходим двигатель с высокой удельной мощностью (тягой) и небольшой стоимостью изготовления. Всё это вынуждает вести исследования, направленные на совершенствование новых типов турбомашин ГТД и конструктивных нетрадиционных схем двигателей.

При малых размерах лопаток турбин проблематично размещение внутренних каналов охлаждения. А утолщение выходной кромки для охлаждения задней части лопаток приводит к большим потерям энергии в закремочных следах. Плёночное охлаждение существенно улучшает тепловую защиту лопаток, но является причиной дополнительных потерь и снижения КПД турбин, особенно малоразмерных [2, 3].

Поэтому для повышения эффективности работы ГТД и расширения их возможностей необходимо совершенствовать как традиционные типы турбомашин, так и на основе всестороннего анализа при-

менять новые технические решения и проводить оптимизацию.

1. Формулирование проблемы

Одним из способов решения данной проблемы является применение в составе газотурбинных двигателей турбокомпрессоров с общим рабочим колесом (ТКО) [4 – 7]. В силу особенностей устройства и способа их работы они имеют в два раза большую высоту лопаток рабочего колеса (РК) по сравнению с остальными схемами турбомашин, что ценно при малых объёмных расходах газа и, следовательно, малых размерах лопаток. Кроме того, благодаря периодичности работы лопаток РК ТКО могут работать при более высоких температурах газа перед турбиной [4 – 7].

Однако для применения ТКО в составе ГТД необходимы их детальные исследования и проработка конструктивных элементов. Течение в РК носит довольно сложный (периодически неустановившийся) характер. Данное обстоятельство существенно затрудняет развитие теории газодинамического расчёта проточных частей ТКО. Для повышения достоверности исследований необходима верификация методик расчёта с помощью опытных моделей ТКО.

2. Решение проблемы

При разработке ГТД и выборе варианта турбомшины предлагается в качестве критерия оптимизации применять коэффициент объёмной эффективности, так как он учитывает основные параметры её

эффективности: КПД, коэффициент напора (работы), производительность и габаритные размеры [5].

$$K_{EQ} = \frac{N_{\text{подв}} \eta_{\text{п}}}{\rho V \omega u_{\text{ср}}^2}, \quad (1)$$

где $N_{\text{подв}}$ – подводимая мощность, Вт; $\eta_{\text{п}}$ – полный КПД машины; ρ – плотность газа на входе, кг/м³; V – объём, занимаемый машиной, м³; ω – угловая скорость РК машины, с⁻¹; $u_{\text{ср}}$ – окружная скорость на среднем радиусе лопаток РК, м/с.

Турбокомпрессор с общим рабочим колесом уже прошёл первую стадию исследований. Это позволило проработать конструкцию ТКО и основные положения теории его расчёта. Для дальнейшего её развития после газодинамических расчётов проточной части турбокомпрессора с общим рабочим колесом, проверки их результатов и апробации созданной методики расчёта разработана и изготовлена опытная модель турбокомпрессора, общий вид которой показан на рис. 1. В силу малой осевой протяженности ТКО рабочее колесо в модели расположено на валу электродвигателя, который используется при исследовании компрессорной части.

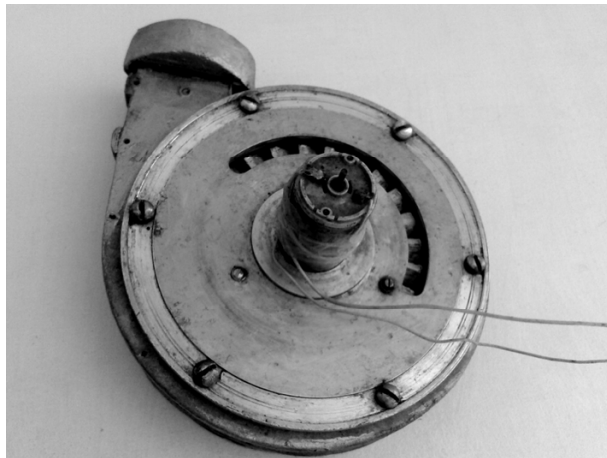


Рис. 1. Опытная модель ТКО

В результате исследований получены зависимости поправочных коэффициентов от степени парциальности компрессорной части ТКО (рис. 2).

Течение газа и воздуха в рабочем колесе ТКО является периодически неустановившимся, поэтому часть энергии теряется при переходе из одного режима работы РК в другой. Турбинная часть по сравнению с компрессорной частью менее чувствительна к снижению степени парциальности. Это связано с тем, что в турбинной части ТКО поток активный и на входе в РК он имеет большую скорость.

Эффективность работы турбинной части, как и в обычных осевых и радиальных турбинах, зависит от большого количества геометрических и режимных параметров. В процессе расчётно-конструкторской

проработки ТКО, например, была исследована зависимость относительного КПД турбинной части от соотношения средних диаметров в рабочем канале.

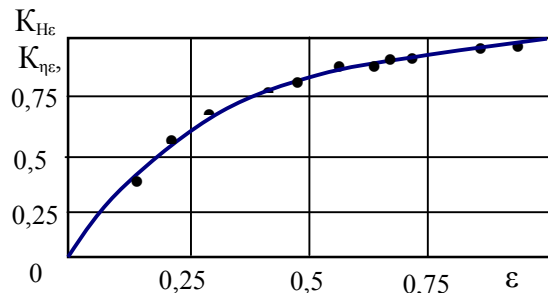


Рис. 2. Зависимости обобщённых поправочных коэффициентов напора и КПД компрессорной части ТКО

На рис. 3 показаны результаты исследований зависимости относительного КПД турбинной части ТКО от изменения среднего диаметра в рабочем канале при оптимальном параметре $u/c_{\text{ад}}$.

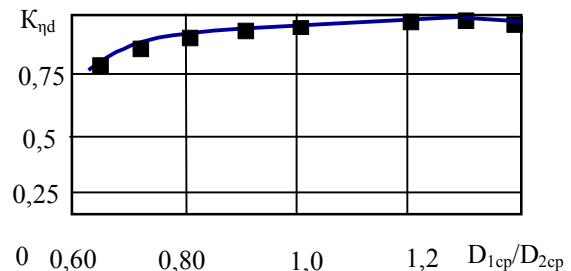


Рис. 3. Зависимость относительного КПД турбинной части ТКО от соотношения средних диаметров в рабочем канале

В турбокомпрессоре с общим рабочим колесом подвод активного газа в турбину и пассивного газа в компрессор осуществляется на определённом участке [6] согласно формуле

$$\theta_{\text{к}} + \theta_{\text{т}} + 2\theta_{\text{пер}} = 360^\circ, \quad (2)$$

где $\theta_{\text{к}}$, $\theta_{\text{т}}$ – угловая протяжённость компрессорной и турбинной частей; $\theta_{\text{пер}}$ – угловая протяжённость перемычки (разделителя).

Течение газа и воздуха в рабочем колесе ТКО является периодически неустановившимся.

При расчёте течения воздуха в компрессорном рабочем канале и газа – в турбинном рабочем канале возможны такие типичные ситуации:

- обе границы участка рабочего канала открыты;
- обе границы участка рабочего канала закрыты;
- вход в участок рабочего канала открыт, а выход из него закрыт;
- вход в участок рабочего канала закрыт, а выход из него свободен.

Для закрытой неподвижной стенки (границы рабочего канала) $W_0 = 0$. Для вычисления давления

в области границы можно воспользоваться формулой [8]

$$P_0 = (p_{1/2} + p_0) \left(1 - \frac{k-1}{2} \frac{w_{1/2}}{a_{1/2}} \right)^{\frac{2k}{k-1}} - p_0. \quad (3)$$

Если левая граница (вход) рабочего канала свободна, то на ней должно быть задано давление. И по аналогии с задачей о распаде разрыва для этого случая можно применить автомодельное решение [8].

В основе модели для вычисления течения в РК использована система дифференциальных уравнений одномерного нестационарного течения газа

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial s} = -\rho w \frac{\partial \ln A}{\partial s}; \\ \frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial s} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} - \frac{p}{\rho} \frac{\partial \ln A}{\partial s} + f_s; \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(e + \frac{w^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial s} \left[\rho w \left(e + \frac{w^2}{2} \right) + pw \right] = \rho w f_s - \\ - \rho w \frac{\partial \ln A}{\partial s}, \end{cases}$$

где s – координата; $f_s = F_s/\rho$ – проекция результирующего ускорения; A – площадь сечения канала; e – внутренняя энергия газа; w – скорость газа.

Для экспериментальной проверки эффективности работы ТКО в ГТД спроектирован и изготовлен малоразмерный опытный газотурбинный двигатель. Его конструктивная схема показана на рис. 4, а внешний вид – на рис. 5. Пока преследуется цель проработки основных элементов в новой конструкции двигателя, а не достижения высокой температуры газа. Поэтому применена наиболее простая схема ГТД с ТКО.

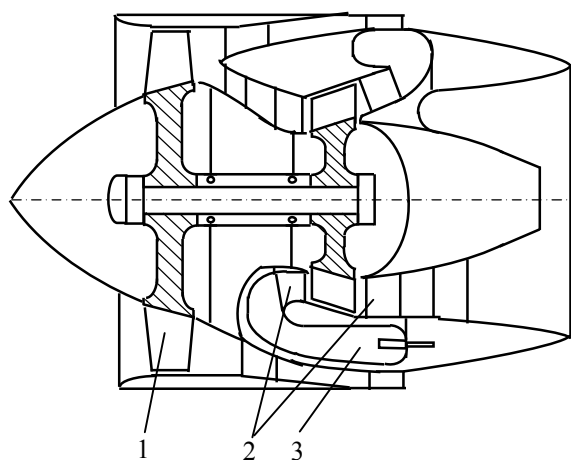


Рис. 4. Схема газотурбинного двигателя с ТКО: 1 – вентилятор; 2 – турбокомпрессор (ТКО); 3 – камера сгорания



Рис. 5. Опытная модель ГТД с ТКО

Чтобы не усложнять устройство подшипникового узла, первая модель двигателя изготовлена с упрощённой системой смазки. Поэтому обороты ротора ограничены 39 тыс. об/мин.

Заключение

Проведенные исследования показали, что турбокомпрессор с общим рабочим колесом может быть использован в газотурбинных двигателях. Кроме того, данный тип турбокомпрессоров и традиционные турбомшины целесообразно применять на общих опорах качения ГТД, так как турбинная часть ТКО, как правило, имеет избыток мощности, который необходимо использовать в компрессоре для повышения π_k^* или для привода вентилятора.

Модернизация двигателя с помощью ТКО позволяет увеличить термодинамические параметры цикла и тем самым повысить удельную тягу двигателя и понизить удельный расход топлива. Необходимость наличия переходных каналов между традиционными турбомашинами и ТКО несколько усложняет применение ТКО в составе ГТД. Хотя РК ТКО по сравнению с РК с охлаждаемыми лопатками значительно проще конструктивно и дешевле в изготовлении. Поэтому использование ТКО в составе газотурбинных двигателей целесообразно при значительных увеличениях степени повышения давления и температуры газа перед турбиной.

При создании газотурбинного двигателя с ТКО приходится решать ряд принципиально новых и непростых задач, отличных от уже решенных в области авиационных двигателей с традиционными схемами и турбомашинами.

Литература

1. Холщевников, К.В. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин [Текст] / К.В. Холщевников.

ков, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.

2. Кулагин, В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Кн.3: Основные проблемы [Текст] / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2005. – 464 с.

3. Локай, В.И. Газовые турбины двигателей ЛА: Теория, конструкция и расчёт [Текст] / В.И. Локай, М.К. Максимова, В.А. Струнkin. – М.: Машиностроение, 1979. – 447 с.

4. Пат. № 84679 Україна. МПК (2006). F02K 3/00. Газотурбінний двигун і спосіб його роботи [Текст] / Шкабура В.А.; Заявник та патентовласник Шкабура Володимир Анатолійович (UA). – № 20041209850; заявл. 01.12.2004; опубл. 25.11.2008, Бюл. 22. – 5 с.

5. Шкабура, В.А. Исследование вариантов применения турбокомпрессора нового типа в газотур-

бинных двигателях на общих опорах качения [Текст] / В.А. Шкабура, С.И. Пшеничных // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 8/44. – С. 103 – 106.

6. Шкабура, В.А. Результаты исследований турбокомпрессоров с общим рабочим колесом для применения в газотурбинных двигателях [Текст] / В.А. Шкабура // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 7/64. – С. 66 – 70.

7. Шкабура, В.А. Исследование турбокомпрессоров с общим рабочим колесом для применения в малоразмерных газотурбинных двигателях [Текст] / В.А. Шкабура. – Вісник двигунобудування. – 2011. – №2. – С. 9 – 13.

8. Численные решения многомерных задач газовой динамики [Текст] / С.К. Годунов, А.В. Забродин, М.Я. Иванов и др. – М.: Наука, 1976. – 400 с.

Поступила в редакцию 27.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ІЗ СПІЛЬНИМ РОБОЧИМ КОЛЕСОМ ДЛЯ ЗАСТОСУВАННЯ У ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНАХ

В.А. Шкабура

У рамках розвитку двигунів та енергетичних установок висвітлено питання удосконалення газотурбінних двигунів шляхом використання в них перспективних і нових турбомашин, наприклад, турбокомпресорів із спільним робочим колесом (ТКС). Розглянуто схему ГТД із ТКС, яка дозволяє підвищити температуру газу перед турбіною та ступінь підвищення тиску в компресорі, що при забезпеченні високого рівня їх ефективності приведе до підвищення питомої потужності й зниження витрат палива. Для визначення ефективності застосування ТКС у складі ГТД проведено розрахунково-конструкторські дослідження. Однак ТКС ще недостатньо вивчені, тому у даній статті наведено деякі положення теорії розрахунку ТКС і результати впливу співвідношення середніх діаметрів у робочому каналі на ефективність роботи турбінної частини.

Ключові слова: турбокомпресор із спільним робочим колесом, газотурбінний двигун, компресорна частина, турбінна частина, дослідна модель.

ANALYSIS OF TURBO-COMPRESSOR WITH GENERAL IMPELLER FOR GAS TURBINE ENGINES

V.A. Shkabura

In the framework of development of the prospective and new types of turbo machines to broaden possibilities of gas turbine engines investigation flow of gas in of turbo-compressor with general impeller (TCG). Consideration scheme of gas turbine engines with of general impeller turbo-compressor, for rise gas turbine temperature and pressure ratio increase with aim of specific power elevation and specific fuel consumption reduction. Turbo-compressor with general impeller at presents not enough investigation. Given work elucidate especially function and complications of general impeller turbo-compressor, which beginnings by theirs successful application of gas turbine engines. Bring the results analysis gas overflowing of turbo-compressor with general impeller for gas turbine engines. For defining the efficiency of TCG application in the structure of gas turbine engines gas researches were conducted.

Key words: of turbo-compressor with general impeller, gas turbine engine, compressor zone, turbine zone, experiment model.

Шкабура Владимир Анатольевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: shkabura_v_a@mail.ru.

УДК 621.56

И.Н. ЛУКАШЕВ, Г.А. ГОРБЕНКО, П.Г. ГАКАЛ, Д.В. ЧАЙКА, Р.Ю. ТУРНА

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЕ С СОЛЕНОИДНЫМ КЛАПАНОМ В КАЧЕСТВЕ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ХЛАДАГЕНТА

Предложено схемное решение парокомпрессионной холодильной машины с соленоидным клапаном в качестве регулятора расхода хладагента. Представлены результаты экспериментальных исследований работы холодильной машины в летний и зимний период времени. Целью экспериментальных исследований был анализ работоспособности и энергопотребления холодильной машины. Было показано, что в летний период времени установка работает в нормальном режиме, в зимний период времени замена терморегулирующего вентиля на соленоидный клапан позволила уменьшать температуру конденсации при снижении температуры окружающей среды. В результате и энергопотребление компрессора и холодильной машины в целом уменьшилось. Также было определено, что оттаивание горячими парами хладагента в зимний период времени не работает в данном схемном решении.

Ключевые слова: холодильная машина, соленоидный клапан, снижение энергопотребления, энергоэффективность.

Введение

В настоящее время высокая энергетическая эффективность, низкие капитальные затраты и экологическая безопасность - основные требования, которые предъявляются к холодильному оборудованию [1].

В работе [1] было предложено заменить в стандартной холодильной машине терморегулирующий вентиль (ТРВ) на простой соленоидный клапан, который будет выступать в качестве регулятора расхода хладагента. Было показано, что при данной замене уменьшаются капитальные затраты и увеличивается энергоэффективность системы в целом. Повышение энергоэффективности системы обусловлено снижением энергопотребления компрессора в зимний период времени из-за уменьшения температуры конденсации в результате снижения температуры окружающей среды. Кроме того, нет необходимости в установке жидкостного ресивера, отделителя жидкости, маслоотделителя, что позволяет уменьшить количество заправляемого хладагента и тем самым, повысить экологическую безопасность холодильной машины.

Однако предложенная модификация холодильной машины должна быть обоснована как расчетными, так и экспериментальными исследованиями. Для этого в зимний и летний периоды на территории г. Харькова были проведены экспериментальные исследования работоспособности и энергоэффективности модифицированной холодильной машины.

Постановка и решение задачи

Для исследований особенностей процессов в холодильной машине необходимо сочетание теоретических и экспериментальных методов. Основное назначение экспериментальных исследований заключается в обосновании принимаемых решений, исследовании новых явлений, закономерностей, а также для формирования базы данных для оценки адекватности математических моделей, обоснования ее отдельных допущений, соотношений.

Для анализа работоспособности модифицированной ХМ, изучения закономерностей теплогидравлических процессов была создана экспериментальная установка, работающая на фреоне R507. Принципиальная схема установки представлена на рис. 1. Холодильная машина имеет расчетную холодопроизводительность 18,7 кВт при температуре испарения -21 °С и температуре конденсации 35 °С. Модифицированная холодильная машина состоит из: компрессора (К), конденсатора (КН), испарителя (И), соленоидных клапанов (СВ1 и СВ2), датчиков давления и температуры (ДТ и ДТ), дистрибьютора (Д), смотрового окна (СМ), фильтра-осушителя (Ф), обратного клапана (ОК).

Принцип работы модифицированной холодильной машины не отличается от принципа работы стандартной парокомпрессионной холодильной машины с единственным отличием – в стандартной ХМ расход хладагента через испаритель регулируется терморегулирующим вентилем, в модифицированной ХМ для регулирования расхода используется

соленоидный клапан СВ1. Сигналы с датчиков ДД и ДТ поступают в контроллер КНТ и в зависимости от полученных данных клапан СВ1 или открывается или закрывается, то есть реализуется дискретный механизм управления клапаном.

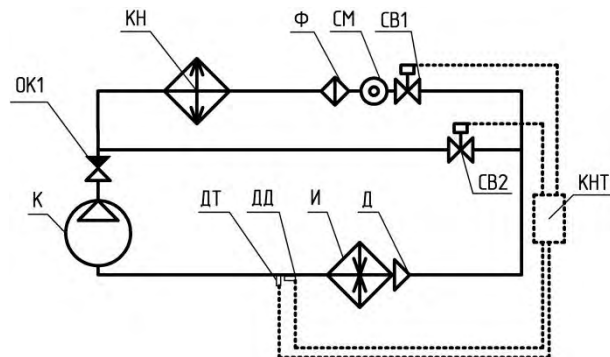


Рис. 1. Схема модифицированной ХМ: К – компрессор; КН – конденсатор; Ф – фильтр-осушитель; СМ – смотровое окно; СВ1, СВ2 – соленоидный клапан; ДД – датчик давления, ДТ – датчик температуры, Д – дистрибьютор; КНТ – контроллер; И – испаритель; ОК1 – обратный клапан.

Экспериментальная установка полностью подобна модифицированной ХМ. С помощью экспериментальной установки исследуется работоспособность и энергоэффективность холодильной машины в зимний и летний периоды времени.

Измерение температуры окружающей среды осуществлялось с помощью датчиков температуры DS1921G с погрешностью $\pm 0,5$ °C. Давление конденсации измерялось с помощью датчика Eliwell EWPA 030 с погрешностью ± 1 %. Давление испарения измерялось с помощью датчика Danfoss MBS 1700 0 - 10 с погрешностью ± 1 %. Температура хладагента на выходе из испарителя измерялась с помощью датчика DS1921G с погрешностью $\pm 0,5$ °C. Для снижения теплотерь трубопровод, связывающий соленоидный клапан (СВ1) и испаритель (И), а также испаритель (И) с компрессором (К), был теплоизолирован.

Как уже отмечалось выше, одним из отличий модифицированной ХМ от стандартной ХМ является отсутствие ТРВ и обусловленное этим отсутствие жидкостного ресивера. Расход через испаритель регулируется соленоидным клапаном, который может быть или открытым, или закрытым. Падение давления от давления конденсации до давления испарения происходит в трубопроводе, связывающем соленоидный клапан СВ1 с испарителем. Следовательно, при проектировании модифицированной ХМ необходимо диаметр трубопровода на участке соленоидный клапан СВ1 – испаритель подобрать таким образом, чтобы в нем давление умень-

шалось от давления конденсации к давлению испарения.

Для проверки работоспособности системы, понимания происходящих в системе процессов экспериментальные данные снимались в наиболее ответственные для такой ХМ моменты времени – летний и зимний периоды. Результаты сравнивались с данными полученными на стандартной ХМ. В летний период времени модифицированная холодильная машина работает с такой же температурой конденсации, как и стандартная холодильная машина. На рис. 2 представлены полученные в эксперименте температуры конденсации, испарения и окружающей среды в летний период времени.

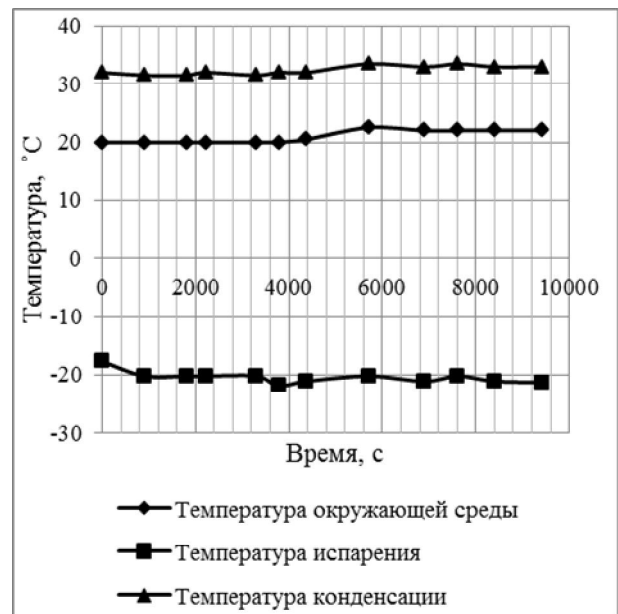


Рис. 2. Работа холодильной машины в летний период времени

Как следует из графиков, в летний период времени установка работает в нормальном режиме. Температура испарения находится на заданном уровне (-21 °C). Разность температуры конденсации, как и в стандартной холодильной машине с воздушным конденсатором, и окружающей среды имеет значение от 10 до 20 К [2, 3].

Как уже отмечалось, наиболее полно преимущества модифицированной ХМ проявляются в зимний период. В стандартной ХМ для нормальной работы ТРВ необходимо искусственно, различными способами, поддерживать высокое давление конденсации [4, 5]. В модифицированной ХМ в силу особенностей работы соленоидного клапана это можно не делать. В соленоидном клапане нет дросселирующего отверстия, а само дросселирование происходит непосредственно в трубопроводе, связывающим соленоидный клапан и испаритель.

То есть, температура и соответственно давление конденсации будет отличаться от температуры окружающей среды только на величину, обусловленную термическим сопротивлением (10... 20 К). Это иллюстрируют экспериментальные данные, полученные в зимний период времени и представленные на рис. 3. В стандартной холодильной машине температура конденсации фиксируется на уровне 18 °С. Это достигается путем ухудшения условий теплообмена в конденсаторе [4, 5, 6]. В холодильной машине с соленоидным клапаном температура конденсации не ограничивается на этой температуре, а продолжает снижаться вместе со снижением температуры окружающей среды. Таким образом, нет необходимости в поддержание высокой температуры конденсации на определенном температурном уровне. Нижняя граница температуры конденсации ограничивается лишь характеристикой компрессора, которая указывается производителем.

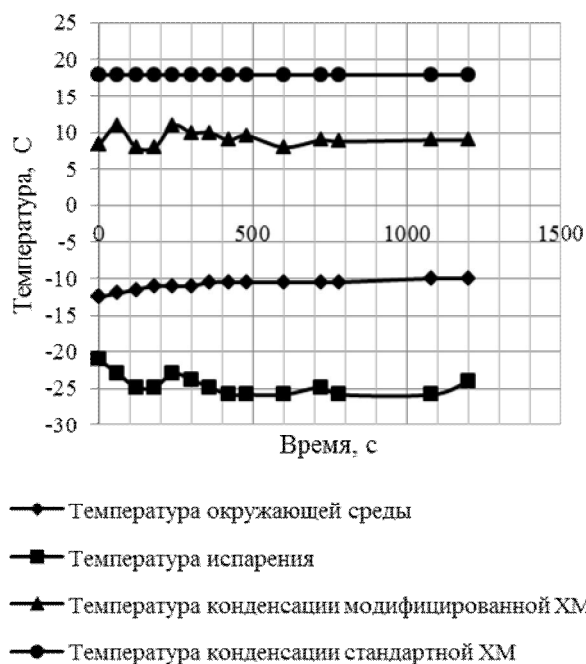


Рис. 3. Работа холодильной машины в зимний период времени

Как следует из представленных данных на рис. 3 температура конденсации снижается вместе с температурой окружающей среды.

Следующая проблема, которая решалась в ходе экспериментов была связана с возможностью реализации оттаивания системы горячими парами хладагента. Было обнаружено, что процесс оттаивания в данном схемном решении, в зимний период времени, не работает. Это связано с тем, что конденсатор является более холодным, весь хладагент со време-

нем аккумулируется в нем. Происходит постепенное падение давления паров хладагента в испарителе (см. рис. 5) и увеличение температуры перегрева (см. рис. 6). В результате компрессор отключается по прессостату низкого давления не дожидаясь окончания процесса оттаивания.

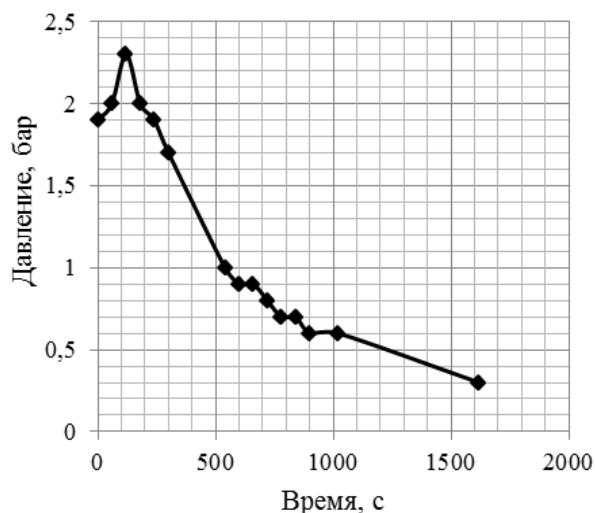


Рис. 5. Давление в испарителе в режиме оттаивания в зимний период времени

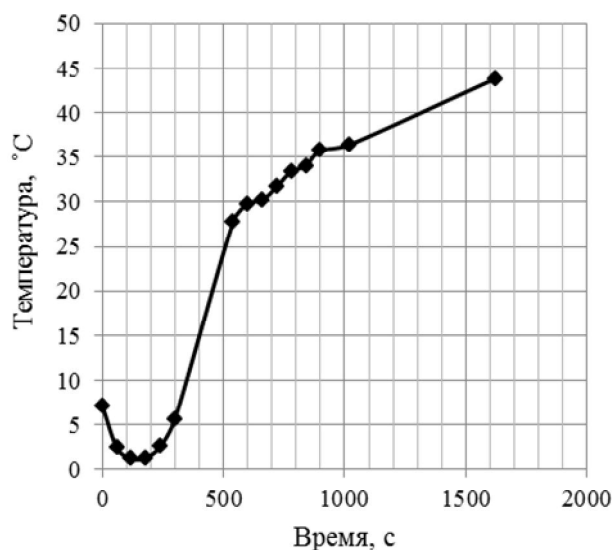


Рис. 6. Перегрев паров хладагента в режиме оттаивания в зимний период времени

Для реализации режима оттаивания в модифицированной ХМ необходимы доработки, нуждающиеся в дальнейших исследованиях. В летний период времени оттаивание работает в нормальном режиме.

В табл. 1 приведено сравнение элементного состава стандартной ХМ с ХМ с соленоидным клапаном в качестве регулятора расхода хладагента.

Таблица 1

Основные компоненты ХМ и модифицированной ХМ

	Ресивер	Отделитель жидкости	Маслоотделитель	ТРВ или соленоидный клапан	Контроллер	Компрессор	ТЭНы оттайки	Конденсатор	Испаритель
ХМ	+	+-	+	+-	+-	+	+	+	+
Мод. ХМ	-	-	-	-	+	+	+-	+	+

На рис. 7 показано сравнение энергопотребления ХМ и ХМ с соленоидным клапаном в качестве регулятора расхода в течение года для г. Харькова.

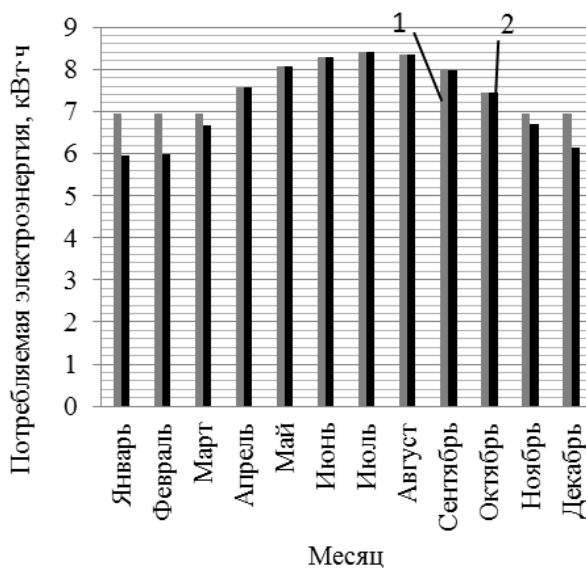


Рис. 7. Энергопотребление ХМ и модифицированной ХМ в течение года для г. Харькова:

1 – ХМ, 2 – модифицированная ХМ

Заключение

Результаты экспериментальных исследований доказали, что модифицированная ХМ имеет преимущество по энергопотреблению в сравнении со стандартной ХМ. Это связано с тем, что в холодильной машине с соленоидным клапаном в качестве регулятора расхода хладагента температура конденсации в зимний период времени может быть снижена при снижении температуры окружающей среды. Вместе со снижением температуры конденсации снижается и энергопотребление компрессора. Это приводит к увеличению энергоэффективности системы в целом.

Также, экспериментально было показано, что оттаивание горячими парами хладагента, в зимний период времени, не работает – это связано с тем, что весь хладагент аккумулируется в более холодном конденсаторе, что приводит к уменьшению количества паров хладагента циркулирующих между испарителем и компрессором, увеличению перегрева и отключению компрессора по прессостату низкого давления. Оттаивание горячими парами хладагента в зимний период времени необходимо дополнительно исследовать с применением схемных решений. Кроме того, для проектирования таких систем необходимо построение адекватной математической модели, позволяющей определять основные геометрические и другие параметры системы.

Литература

1. Парокомпрессионная холодильная машина с соленоидным клапаном в качестве регулятора расхода хладагента [Текст] / И.Н. Лукашев, Г.А. Горбенко, П.Г. Гакал, Р.Ю. Турна, Н.И. Иваненко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2013. – № 2/99. – С. 71-76.
2. Кондрашова, Н.Г. Холодильно-компрессорные машины и установки [Текст] / Н.Г. Кондрашова, Н.Г. Лащуткина. – М.: Высш.шк., 1966. – 509 с.
3. Хейвуд, Р. Анализ циклов в технической термодинамике [Текст] / Р. Хейвуд. – М.: Энергия, 1979. – 280 с.
4. Мааке, В. Учебник по холодильной технике [Текст] / В. Мааке, Г.-Ю. Эккерт, Ж.-Л. Кошпен. – М.: Типография «Новости», 1998. – 1144 с.
5. Котзаогланиан, П. Пособие для ремонтника. Практическое руководство по ремонту холодильных установок с конденсаторами воздушного охлаждения [Текст]: пер. с франц. / П. Котзаогланиан. – М.: ЗАО «Остров», 2000. – 340 с.
6. Холодильные машины [Текст] / А.В. Бараненко, Н.Н. Бухарин, В.И. Пекарев, И.А. Сакун, Л.С. Тимофеевский. – СПб.: Политехника, 1997. – 992 с.

Поступила в редакцию 1.06.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. кафедры аэрокосмической теплотехники А.О. Костиков, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ У ПАРОКОМПРЕСОРНІЙ ХОЛОДИЛЬНІЙ МАШИНІ З СОЛЕНОЇДНИМ КЛАПАНОМ У ЯКОСТІ РЕГУЛЯТОРА ВИТРАТИ ХОЛОДОАГЕНТУ

І.М. Лукашов, Г.О. Горбенко, П.Г. Гакал, Д.В. Чайка, Р.Ю. Турна

Запропоновано схемне рішення парокомпресорної холодильної машини з соленоїдним клапаном в якості регулятора витрати хладагента. Представлено результати експериментальних досліджень роботи холодильної машини в літній і зимовий період часу. Метою експериментальних досліджень був аналіз працездатності та енергоспоживання холодильної машини. Було показано, що в літній період часу установка працює в нормальному режимі, в зимовий період часу заміна терморегулюючого вентиля на соленоїдний клапан дозволила зменшувати температуру конденсації при зниженні температури навколишнього середовища. В результаті і енергоспоживання компресора і холодильної машини в цілому зменшилася. Також було визначено, що відтаювання гарячими парами хладагента в зимовий період часу не працює в даному схемному рішенні.

Ключові слова: холодильна машина, терморегулюючий вентиль, соленоїдний клапан, енерговитрати, екологічна безпека.

EXPERIMENTAL RESEARCH OF PROCESS IN THE VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION PLANT WITH A SOLENOID VALVE AS A REGULATOR OF THE REFRIGERANT FLOW

I.M. Lukashov, G.A. Gorbenko, P.G. Gakal, D.V. Chayka, R.Y. Turna

Proposed schematic of the vapor-compression refrigeration plant with solenoid valve as a regulator of refrigerant flow. The experimental results of work the refrigerant plant in the summer and winter time are presents. The purpose of the experimental study was to analyze the performance and power consumption refrigeration plant. It is shown that in the summer time the plant works normally, in winter time replacement thermostatic valve of the solenoid valve is enabled to reduce the condensation temperature at lower ambient temperatures. As a result we can see that power consumption of the compressor and the refrigeration plant are decreased. They have discovered that the hot gas defrost in the winter time does not work in this schematic.

Key words: refrigeration machine, thermostatic expansion valve, solenoid operated valve, energy demands, environmental safety.

Лукашев Иван Николаевич – аспирант кафедры аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: ctrph.kharkiv@gmail.com.

Горбенко Геннадий Александрович – д-р техн. наук, профессор кафедры аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: ctrph.kharkiv@gmail.com.

Гакал Павел Григорьевич – д-р техн. наук, доцент кафедры аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: ctrph.kharkiv@gmail.com.

Чайка Дмитрий Владимирович – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. кафедры аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: ctrph.kharkiv@gmail.com.

Турна Рустем Юсуфович – науч. сотр. кафедры аэрокосмической теплотехники, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: ctrph.kharkiv@gmail.com.

УДК 621.452

А.Е. РЕМИЗОВ, О.О. КАРЕЛИН, И.А. РЕМИЗОВ

Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьева, Россия

К ВОПРОСУ ВЫБОРА ПАРАМЕТРА ОЦЕНКИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДИФфуЗОРА

Проанализированы используемые в отечественной и зарубежной литературе параметры оценки газодинамической эффективности диффузоров. Приводятся погрешности их определения в зависимости от числа Маха на входе в канал. Рассмотрено влияние чисел Рейнольдса и Маха на внутренние потери в диффузорах. Предложены поправки для коэффициентов внутренних потерь, учитывающие различия по числам Маха и Рейнольдса при испытаниях диффузоров. Приведен аналитический обзор используемых способов осреднения неравномерных потоков в диффузорах. На основании результатов испытаний сопловых решеток и кольцевого диффузора проведен сравнительный анализ способов осреднения по расходу и по площади при оценке газодинамической эффективности. Для кольцевого диффузора показано влияние входной закрутки на результаты осреднения, для сопловой решетки – параметра, характеризующего соотношение областей с потенциальным и вихревым течением.

Ключевые слова: кольцевой диффузор, входная закрутка потока, параметры оценки эффективности, осреднение неравномерных потоков.

Введение

Кольцевые диффузорные каналы находят широкое применение в авиационных и энергетических ГТД. К таким каналам относятся выхлопные патрубки турбин, диффузоры кольцевых камер сгорания, переходные каналы, соединяющие турбины высокого давления и низкого давления. Эффективность работы таких каналов оказывает существенное влияние на работу всего ГТД. Так, снижение потерь полного давления в межтурбинном переходном канале на 1% приводит к снижению удельного расхода топлива на 1...1,5% [1]. Поэтому, при проектировании таких каналов к ним предъявляются весьма жесткие требования по газодинамической эффективности.

Совершенствование таких каналов требует достоверной оценки их газодинамической эффективности. Поэтому вопрос выбора наиболее информативного параметра оценки газодинамической эффективности диффузора и повышение точности его определения является весьма актуальным.

Проведенный анализ отечественных и зарубежных исследований показал, что для оценки эффективности диффузоров используются различные параметры оценки, причем представление некоторых из них может отличаться. Так, проведенное авторами [2] сопоставление коэффициентов внутренних потерь, используемых в отечественной и зарубежной литературе, выявило существенное расхождение в их значениях (в 2...4 раза).

Характеристики диффузорных каналов получены различными исследователями при несовпадающих режимных и кинематических параметрах. Поэтому их непосредственное сопоставление или использование при расчете натурных каналов требует учета этих особенностей.

В связи с этим возникает необходимость однозначного представления параметров оценки газодинамической эффективности диффузоров и их взаимосвязи с учетом особенностей получения характеристик.

В процессе испытаний диффузоров производятся измерения параметров рабочего тела (воздуха, газа) во входном и выходном сечениях канала. Поскольку поля параметров в таких каналах являются неравномерными, то при вычислении показателей эффективности необходимо применение того или иного способа осреднения параметров.

Поэтому весьма важным является вопрос о том, каким образом следует производить осреднение параметров, полученных в результате испытаний таких каналов.

1. Параметры оценки газодинамической эффективности диффузоров

Ниже приводятся параметры оценки газодинамической эффективности диффузоров, использованные в работах М.Е. Дейча, А.Е. Зарянкина [3], И.Г. Гоголева, А.М. Дроконова [4], Е.Н. Богомолова, А.Е. Ремизова [5], R. Lohmann [6], Y. Senoo [7].

Коэффициент внутренних потерь энергии в канале как участку магистрали с местным сопротивлением вычисляется по разности давлений полного торможения в долях от динамического давления во входном сечении канала:

$$\zeta = \frac{P_1^* - P_2^*}{P_1^* - P_1}, \quad (1)$$

где P_1^* , P_2^* – полное давление соответственно на входе в канал и выходе из него;

P_1 – статическое давление на входе в канал.

Этот коэффициент удобно использовать при анализе экспериментальных результатов и при сравнении данных, полученных в разное время разными авторами. Это обусловлено тем, что этот коэффициент менее других зависит от числа Маха на входе в канал в докритическом диапазоне, характерном для переходных каналов ГТД [1, 5].

При проектировании ГТД на заданные параметры для оценки эффективности течения удобнее пользоваться коэффициентом восстановления полного давления, равного отношению давления полного торможения на выходе из канала к давлению полного торможения на входе в канал. Но его абсолютное значение сильно зависит от величины входной скорости потока [1, 5].

Коэффициент восстановления полного давления связан в коэффициентом внутренних потерь соотношением

$$\sigma = \frac{P_2^*}{P_1^*} = 1 - \zeta \frac{k}{2} M_1^2 \Pi(M_1), \quad (2)$$

где k – показатель изэнтропии рабочего тела;

M_1 – число Маха на входе в канал;

$\Pi(M_1)$ – газодинамическая функция давления, численно равная отношению статического давления к давлению полного торможения на входе в канал.

Одной из основных оценок эффективности каналов, устанавливаемых на выходе из газовых трактов, является коэффициент полных потерь, который кроме внутренних потерь учитывает потери кинетической энергии с выходной скоростью:

$$\zeta_{\Pi} = \zeta + \zeta_{BC}, \quad (3)$$

где $\zeta_{BC} = \frac{\rho_2 c_2^2}{\rho_1 c_1^2}$ – коэффициент потерь с выходной скоростью;

ρ_1 , ρ_2 – плотность рабочего тела (воздуха, газа) соответственно на входе в канал и выходе из него;

c_1 , c_2 – скорость потока соответственно на входе в канал и выходе из него.

В ряде случаев для оценки эффективности канала используется коэффициент полезного действия, который характеризует энергетическое совершенство процесса изменения скорости в канале:

$$\eta = \frac{2(P_2 - P_1)}{\rho_1 c_1^2 - \rho_2 c_2^2} = \frac{1 - \zeta_{\Pi}}{1 - \zeta_{BC}}, \quad (4)$$

где P_1 , P_2 – статическое давление соответственно на входе в канал и выходе из него;

Степень совершенства процесса преобразования кинетической энергии потока в потенциальную следует оценить коэффициентом восстановления статического давления

$$C_P = \frac{P_2 - P_1}{P_1^* - P_1}, \quad (5)$$

который связан с другими показателями соотношением

$$C_P + \zeta + \zeta_{BC} = 1. \quad (6)$$

Рассчитанные погрешности определения параметров эффективности кольцевого диффузора с равномерным потоком на входе, исследованного в [1], приведены в табл. 1.

Таблица 1
Погрешности определения параметров эффективности кольцевого диффузора с равномерным потоком на входе

Обозначение погрешности	Величина погрешности ($\pm$) в зависимости от числа Маха на входе в канал, %			
	$M=0,1$	$M=0,2$	$M=0,4$	$M=0,6$
$\delta\zeta$	3,08	2,87	2,66	2,17
$\delta\sigma$	0,88	0,82	0,76	0,62
$\delta\zeta_{BC}$	0,88	0,82	0,76	0,62
$\delta\zeta_{\Pi}$	0,88	0,82	0,76	0,62
$\delta\eta$	4,13	3,85	3,57	2,91
δC_P	1,49	1,39	1,28	1,05

2. Влияние чисел Рейнольдса и Маха на внутренние потери в диффузорах

Проведенный анализ данных [3–7] показал, что характеристики кольцевых диффузоров получены различными исследователями при несовпадающих режимных и кинематических параметрах. Поэтому их непосредственное сопоставление или использование при расчете натурных каналов ГТД требует соблюдения ряда условий.

Первое условие состоит в выполнении подобия по числу Рейнольдса. Область автомодельности по числу Рейнольдса для кольцевых диффузоров различных конфигураций определяется границей $Re_{кр} > 2,5 \cdot 10^5$ [1, 3].

При $Re > Re_{кр}$ численные значения потерь можно непосредственно сравнивать. Если потери определены при $Re < Re_{кр}$, то для сравнения потерь их необходимо привести к области автомодельности по формуле

$$\zeta_{Re} = \zeta - k_R (Re_{кр} - Re), \quad (7)$$

где ζ – потери, определенные в условиях эксперимента при докритических числах Рейнольдса;

$k_R = 5 \cdot 10^{-7}$ – поправочный коэффициент.

Второе условие состоит в выполнении подобия по числу Маха или приведенной скорости λ .

В области несжимаемого течения ($\lambda_{вх} < 0,33$) внутренние потери очень слабо зависят от входной скорости. Для сравнения потерь может применяться формула

$$\zeta_{\lambda=0,33} = \frac{\zeta}{0,86 + 0,4\lambda_{вх}}, \quad (8)$$

где $\zeta_{\lambda=0,33}$ – потери при входной скорости $\lambda=0,33$, соответствующей переходу несжимаемого течения в сжимаемое;

ζ – текущее значение потерь.

В диапазоне скоростей $\lambda=0,33 \dots 0,6$ влияние на потери входной скорости усиливается почти в два раза. Для сравнения потерь может применяться формула

$$\zeta_{\lambda=0,33} = \frac{\zeta}{0,67 + \lambda_{вх}}. \quad (9)$$

При входных скоростях $\lambda_{вх} > 0,6$ потери нарастают еще быстрее.

3. Осреднение неравномерных потоков при оценке эффективности диффузоров

Большинство кольцевых диффузоров в проточной части ГТД работают в условиях закрученного и неравномерного потока, что приводит к необходимости осреднения его параметров.

Проведенный авторами анализ отечественных и зарубежных исследований [1, 3 – 9], показал, что при определении характеристик кольцевых диффузоров в основном используются способы осреднения по расходу G и по площади F . Реже применяются другие способы осреднения. Так, например, А. Klein, Р. Pucher, М. Rohlfß в работе [8] использовали осреднение по импульсу. Согласно [10] этот способ осреднения оказывается целесообразным при сравнении каналов, на выходе из которых характер неравномерности потока одинаков, вместе с тем его использование может приводить к существенным отличиям по потерям.

В исследованиях И.А. Кривошеева, Е.В. Осипова [1] для нахождения полного давления в переходном канале с сопловыми аппаратами применялся, как наиболее простой, способ среднеарифметического осреднения. Причем отличие от способа осреднения по равновеликим площадям составило всего 0,1%.

В работе В.А. Виноградова, Г.П. Кауровой, В.Ю. Николенко [9] при определении потерь в переходном канале с различной входной неравномерно-

стью потока среднее значение полного давления получали в результате осреднения по расходу. При этом отмечалось, что осреднение по площади для неравномерного потока может приводить к погрешности в определении характеристик по сравнению с осреднением по расходу. Причем эта погрешность может быть того же порядка, что и искомые потери полного давления.

Согласно [10] применение различных способов осреднения может быть оправдано соображениями практического удобства, однако только в том случае, если получаемые результаты не расходятся с таковыми, полученными из условия сохранения величин интегральных характеристик потока: расхода G , потока энтальпии I , потока энтропии S . Автор [12] отмечает, что на точность осреднения влияет как неравномерность потока, так и приведенная скорость.

По данным В.М. Кофмана [11, 12] при $\lambda=0,35$ отличия в способах осреднения по площади и расходу составляет 0,5% для полных давлений, статических температур и 2,7% для скоростей. При $\lambda=0,72$ отличия в способах осреднения для скоростей составляет 3,7%.

Проблема осреднения параметров потока наиболее сильно проявляется при оценке эффективности межтурбинных переходных каналов, где неравномерность течения проявляется совместно с его закруткой лопатками соплового аппарата, интегрированного в канал.

Сравнительный анализ способов осреднения проводился с использованием полученных авторами результатов модельных испытаний сопловых решеток [13], для которых определялись коэффициенты потерь энергии ζ и углы потока β .

Осреднение параметров велось в пределах высоты канала равной h , ширины канала равной шагу t между лопатками соплового аппарата.

Наиболее простым способом является осреднение по площади сечения канала F :

$$\zeta_F = 1 - \frac{\int_0^t \int_0^h \lambda_{ij}^2 dy dz}{th \lambda_s^2}, \quad (10)$$

$$\beta_F = \frac{1}{t} \frac{1}{h} \int_0^t \int_0^h \beta_{ij} dy dz, \quad (11)$$

где λ_s – изоэнтропическая скорость истечения из канала.

Следует отметить, что осреднение по площади в данных условиях может оказаться не совсем корректным, так как оценки, полученные с использованием осреднения по площади, не учитывают снижения расхода рабочего тела (воздуха, газа) в областях повышенного уровня потерь полного давления,

вследствие чего они оказываются несколько выше оценок, полученных осреднением по расходу G:

$$\zeta_G = 1 - \frac{\int_0^h \int_0^t \lambda_{ij}^3 \sin \beta_{ij} dy dz}{\lambda_s^2 \int_0^h \int_0^t \lambda_{ij} \sin \beta_{ij} dy dz}, \quad (12)$$

$$\beta_G = \frac{\int_0^h \int_0^t \beta_{ij} \lambda_{ij} \sin \beta_{ij} dy dz}{\int_0^h \int_0^t \lambda_{ij} \sin \beta_{ij} dy dz}. \quad (13)$$

Наличие развитых вторичных вихрей в исследуемом канале приводит к еще большему различию в распределении параметров по сечению канала и, следовательно, к большей разнице параметров, полученных осреднением по площади и расходу.

Сопоставление параметров при различных способах осреднения для сопловой решетки представлено в табл. 2 и на рис. 1, 2.

Таблица 2

Параметры сопловой решетки

Высота решетки	Входной пограничный слой	Осреднение по площади		Осреднение по расходу	
		ζ_F	β_F	ζ_G	β_G
мм	мм	—	град.	—	град.
Толстый входной пограничный слой					
70	17	0,1007	18,3	0,1011	18,4
50	17	0,1069	18,0	0,1088	18,2
35	10	0,1500	16,6	0,1521	17,4
27,5	7	0,1803	15,3	0,1704	16,0
20	5	0,1823	11,3	0,1738	11,9
Тонкий входной пограничный слой					
70	1,6	0,0922	18,6	0,0888	18,8
50	1,6	0,0961	18,4	0,0926	18,6
35	1,6	0,1368	17,7	0,1261	18,3
27,5	1,6	0,1653	16,2	0,1534	16,9
20	1,6	0,1723	12,2	0,1633	12,9

Осредненные по расходу потери оказались на 4...9% ниже, а углы на 1...6% выше, чем при осреднении по площади (табл. 2).

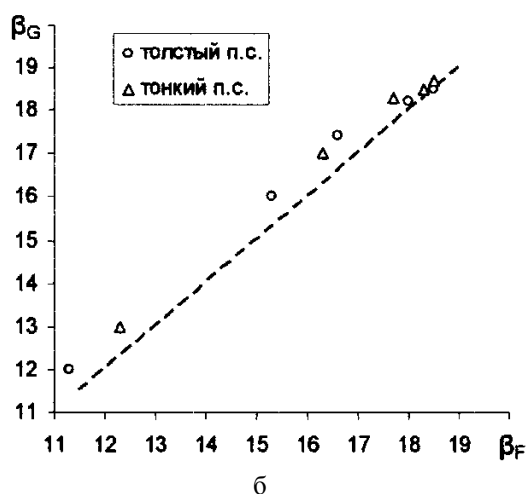
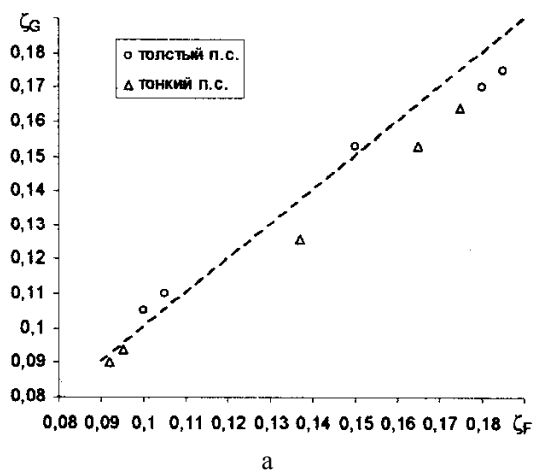


Рис. 1. Соотношение результатов осреднения параметров сопловой решетки по площади и по расходу: а – коэффициентов потерь энергии; б – углов потока

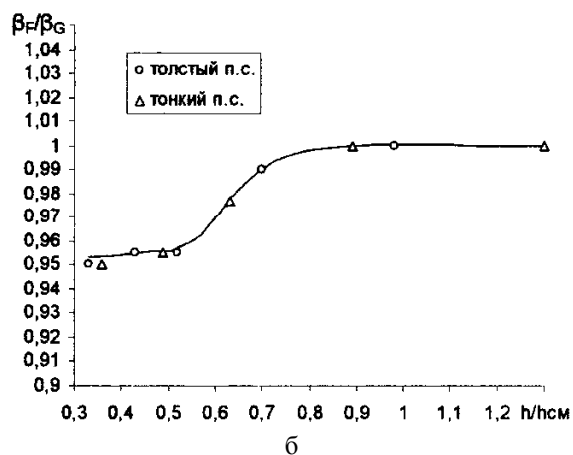
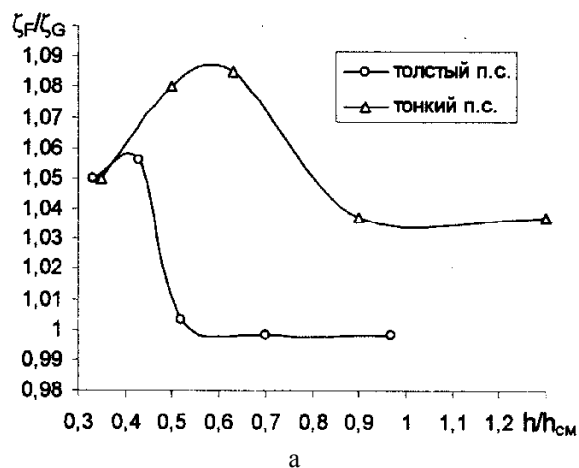


Рис. 2. Зависимость результатов осреднения параметров сопловой решетки от условия взаимодействия вторичных вихрей: а – коэффициентов потерь энергии; б – углов потока

На рис. 2 по оси абсцисс отложен параметр, характеризующий соотношение областей с потенциальным и вихревым течением [13]. При параметре равном 1 потенциальная область течения исчезает, а при уменьшении параметра интенсивность вихревого течения увеличивается. Результаты осреднения углов потока зависят только от этого параметра, а результаты осреднения потерь количественно зависят еще и от наличия или отсутствия отрыва потока в канале (при различной толщине пограничного слоя).

Измерения пограничного слоя на стенке кольцевого диффузора [1], показали, что при закрутке потока всего на 6° толщина пограничного слоя в канале может изменяться с 3 и 7 мм на входе до 7 и 9 мм на выходе соответственно.

Очевидно, в таких условиях необходимо учитывать особенности осреднения параметров течений (рис. 1, 2).

4. Осреднение параметров потока при оценке эффективности кольцевого диффузора с входной закруткой потока

Ниже приводится сравнительный анализ способов осреднения параметров потока при оценке потерь в кольцевом диффузоре с входной закруткой потока, исследованного авторами в работе [1]. Диффузорность канала $q=F_2/F_1$ составляла 1,3. Постоянная по радиусу входная закрутка $\alpha_{вх}$ менялась в диапазоне $0^\circ \dots 25^\circ$. Исследования проводились при числе Маха $M=0,11$ и числе Рейнольдса $Re=2,6 \cdot 10^5$.

Поля полных давлений и углов потока во входном и выходном сечениях диффузора определялись траверсированием потока. За площадь траверсирования выбиралась половина кольцевого сечения канала. Распределение углов потока в выходном сечении диффузора представлено на рис. 3. Погрешность измерения углов потока $\delta\alpha$ составляла $\pm 0,5^\circ$.

Систематические и случайные погрешности измеряемых величин приведены в табл. 3 (доверительная вероятность для случайных погрешностей составляла 0,95).

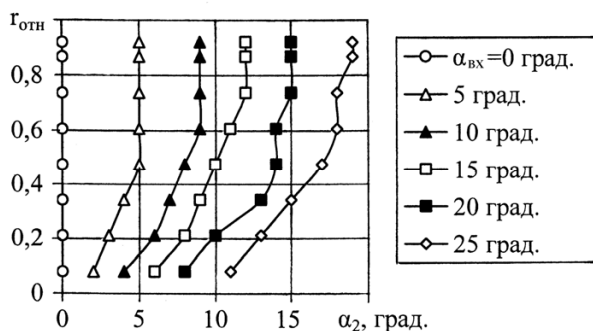


Рис. 3. Распределение углов потока в выходном сечении диффузора [1]

Таблица 3
Систематические и случайные погрешности измеряемых величин [1]

Обозначение погрешности	Величина погрешности ($\pm$), %	
	Систематическая погрешность	Случайная погрешность
δP^*	0,34	0,085
δP	0,34	0,09
$\delta P_{атм}$	0,05	0,07

Погрешность определения коэффициента внутренних потерь (табл. 1) рассчитывалась по формуле:

$$\delta\zeta = \left| \delta P_1^* \left(\frac{P_1^*}{P_1^* - P_2^*} \right) \right| + \left| \delta P_2^* \left(\frac{-P_2^*}{P_1^* - P_2^*} \right) \right| + \left| \delta P_1^* \left(\frac{-P_1^*}{P_1^* - P_1} \right) \right| + \left| \delta P_1 \left(\frac{P_1}{P_1^* - P_1} \right) \right|, \quad (14)$$

где δP^* и δP определялись как сумма соответствующих систематических и случайных погрешностей (табл. 3).

Сопоставление коэффициентов внутренних потерь для исследуемого диффузорного канала с входной закруткой при различных способах осреднения представлено в табл. 4 и на рис. 4. Погрешность определения потерь для каждого способа осреднения, рассчитанная по (14), не превышала 3% во всем диапазоне входной закрутки.

Таблица 4
Зависимость коэффициента внутренних потерь в диффузоре от входной закрутки при различных способах осреднения

$\alpha_{вх}$, град.	0	5	10	15	20	25
ζ_F	0,159	0,157	0,196	0,256	0,332	0,409
ζ_G	0,159	0,157	0,196	0,251	0,320	0,386

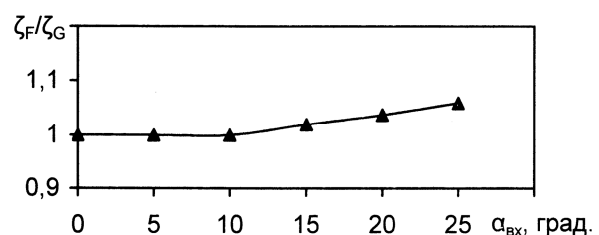


Рис. 4. Соотношение потерь в диффузоре, полученных осреднением по площади и по расходу

При входной закрутке потока, не превышающей 10° , осреднение параметров по площади и по расходу дает одинаковый результат при оценке внутренних потерь.

При увеличении входной закрутки до 25° осредненные по расходу потери оказываются на

2...6% ниже, чем при осреднении по площади. При дальнейшем увеличении входной закрутки осреднение по площади не совсем корректно, поскольку оно не учитывает искривления линий тока и возникновение локальных отрывов, наблюдаемых в диффузорах при входной закрутке свыше 20° [1, 6, 7].

Заключение

1. Для оценки газодинамической эффективности диффузорных каналов в зависимости от решаемых задач могут использоваться взаимосвязанные параметры ζ , σ , $\zeta_{\text{вс}}$, $\zeta_{\text{п}}$, η , C_p , погрешность определения которых зависит от числа Маха на входе в канал.

2. Для получения объективной информации при сопоставлении характеристик диффузоров, испытанных при различных числах Маха и Рейнольдса, необходимо использовать соответствующие поправки, полученные для коэффициентов внутренних потерь.

3. Результаты осреднения углов потока в сопловой решетке зависят от параметра, характеризующего соотношение областей с потенциальным и вихревым течением. Результаты осреднения потерь количественно зависят еще и от наличия или отсутствия отрыва потока в канале.

4. При входной закрутке потока в диффузоре, не превышающей 10° , осреднение параметров по площади и по расходу дает одинаковый результат при оценке внутренних потерь. При увеличении входной закрутки до 25° различия в оценке потерь составляют 2...6%.

5. При входной закрутке потока в диффузоре свыше 20° , а также при интеграции соплового аппарата в переходный канал целесообразно использовать способ осреднения по расходу.

Литература

1. Геометрические и аэродинамические характеристики межкаскадных переходных каналов авиационных ТРДД и энергетических ГТУ [Текст]: моногр. / А.Е. Ремизов, И.А. Кривошеев, О.О. Карелин, Е.В. Осипов. – М.: Машиностроение, 2012. – 262 с.
2. Виноградов, Б.С. Параметры оценки эффективности диффузоров [Текст] / Б.С. Виноградов, И.В. Бабченко // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1990. – № 4. – С. 50-56.

3. Дейч, М.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин [Текст]: моногр. / М.Е. Дейч, А.Е. Зарянкин. – М.: Энергия, 1970. – 384 с.

4. Гоголев, И.Г. Аэродинамические характеристики ступеней и патрубков тепловых турбин [Текст]: моногр. / И.Г. Гоголев, А.М. Дроконов. – Брянск: Грани, 1995. – 258 с.

5. Богомолов, Е.Н. Исследование аэродинамики диффузорных течений применительно к задачам проектирования межтурбинных переходников [Текст] / Е.Н. Богомолов // Вестник РГТА имени П.А. Соловьева. – 2007. – № 2 (12). – С. 3-30.

6. Лохманн, Р. Закрученное течение в кольцевых диффузорах с коническими стенками [Текст] / Р. Лохманн, С. Марковски, Е. Брукман // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1979. – № 2. – С. 143-149.

7. Оптимальная конфигурация опоры в кольцевых диффузорах с изменяемой закруткой потока на входе [Текст] / Ю. Сэноо, Н. Кавагути, Т. Кодзима, М. Ниси // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1981. – Т.103, № 2. – С. 236-240.

8. Клайн, А. Влияние следов за лопатками на рабочие характеристики входного устройства камеры сгорания типа короткого диффузора с разделением потока [Текст] / А. Клайн, П. Пухер, М. Ролфс // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1980. – Т.102, № 2. – С. 179-190.

9. Виноградов, В.А. Расчетное и экспериментальное исследование течения в межкаскадных разделительных и переходных каналах ТРДД [Текст] / В.А. Виноградов, Г.П. Каурова, В.Ю. Ниженко. – М.: ЦИАМ, 1980. – Вып. 870. – С. 1-15.

10. Седов, Л.И. Методы подобия и размерности в механике [Текст] / Л.И. Седов. – М.: Наука, 1977. – 440 с.

11. Кофман, В.М. Сравнительный анализ способов осреднения при обработке параметров неравномерного воздушного потока на входе в ГТД [Текст] / В.М. Кофман // Вестник УГАТУ. – 2009. – Т.12, № 2 (31). – С. 35-42.

12. Кофман, В.М. Определение показателей эффективности работы компрессора и вентилятора ГТД по параметрам неравномерных воздушных потоков [Текст] / В.М. Кофман // Вестник УГАТУ. – 2010. – Т. 14, № 5 (40). – С. 27-37.

13. Богомолов, Е.Н. Газодинамика лопаточных венцов и переходных каналов современных турбин ГТД [Текст]: моногр. / Е.Н. Богомолов, В.В. Вятков, А.Е. Ремизов. – М.: РАН, 2012. – 164 с.

Поступила в редакцию 17.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., ведущий инженер В.И. Богданов, ОАО НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия.

ДО ПИТАННЯ ВИБОРУ ПАРАМЕТРУ ОЦІНКИ ГАЗОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ДИФУЗОРА

О.Є. Ремізов, О.О. Карелін, І.О. Ремізов

Проаналізовано параметри оцінки газодинамічної ефективності дифузоров, які використовуються у вітчизняній і зарубіжній літературі. Наведено похибки їх визначення в залежності від числа Маха на вході в канал. Розглянуто вплив чисел Рейнольдса і Маха на внутрішні втрати в дифузорах. Запропоновано поправки для коефіцієнтів внутрішніх втрат, які ураховують розбіжності за числами Маха і Рейнольдса під час випробувань дифузоров. Наведено аналітичний огляд способів осереднення нерівномірних потоків в дифузорах, що використовуються. На підставі результатів випробувань соплових решіток і кільцевого дифузора проведено порівняльний аналіз способів осереднення за витратою і за площиною під час оцінки газодинамічної ефективності. Для кільцевого дифузора показано вплив вхідної закрутки на результати осереднення, для соплової решітки – параметра, який характеризує співвідношення областей з потенціальною і вихровою течіями.

Ключові слова: кільцевий дифузор, вхідна закрутка потоку, параметри оцінки ефективності, осереднення нерівномірних потоків.

TO THE QUESTION OF CHOICE OF GASODYNAMIC EFFECTIVENESS PARAMETER OF DIFFUSER

A.E. Remizov, O.O. Karelin, I.A. Remizov

Gasodynamic effectiveness parameters of diffuser, using in Russian and foreign literature, are analyzed. The mistakes of its determining, depending on Mach number in inlet section of channel, are presented. The influence of Mach and Reynolds numbers on energy losses in diffusers is presented. The corrections for energy losses coefficient, taking into account differences of Mach and Reynolds numbers during the investigations of diffuser, are suggested. Analytic review of using average methods for distortion flows in diffuser is presented. On the basis of results of the investigations of nozzle assembly and annular diffuser comparison between F- and G-average methods for determining of gasodynamic effectiveness is done. For annular diffuser the influence of inlet swirl, for nozzle assembly the influence of potential/vortex flow parameter on averaged results are presented.

Key words: annular diffuser, inlet swirl, gasodynamic effectiveness parameter, average methods for distortion flows.

Ремізов Александр Евгеньевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Авиационные двигатели» Рыбинского государственного авиационного технического университета им. П.А. Соловьева, Рыбинск, Россия, e-mail: ad-rgata@rambler.ru.

Карелин Олег Олегович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Авиационные двигатели» Рыбинского государственного авиационного технического университета им. П.А. Соловьева, Рыбинск, Россия, e-mail: Karelin2008rgata@mail.ru.

Ремізов Иван Александрович – студент Рыбинского государственного авиационного технического университета им. П.А. Соловьева, Рыбинск, Россия, e-mail: ad-rgata@rambler.ru.

УДК 621.45: 51/483

В.В. КОТКИН*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЯЗКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СТРУЙ НА ВЫХОДЕ ИЗ СОПЛА ГТД МНОГОРЕЖИМНОГО САМОЛЕТА В УСЛОВИЯХ ДОЗВУКОВОГО ВНЕШНЕГО ОБТЕКАНИЯ

Описана математическая модель вязкого взаимодействия струй на выходе из сопла ГТД многорежимного самолета в условиях дозвукового внешнего обтекания, предназначенная для зональных методов расчета течения с решением уравнений Навье – Стокса в дозвуковой зоне и Эйлера – в сверхзвуковой. Модель базируется на модели струйного смешения Корста – Чоу, гипотезе пути смешения Прандтля и гипотезах Колмогорова – Прандтля. Она позволяет найти завихренность и турбулентные характеристики потока на границе сопряжения зон. Представлены результаты применения математической модели для расчета обтекания неограниченным дозвуковым потоком осесимметричного сопла со сверхзвуковой струей на выходе в сравнении с экспериментальными данными.

Ключевые слова: сопло, дозвуковое внешнее обтекание, дозвуковая струя, сверхзвуковая струя, взаимодействие струй, слой смешения, зональная модель течения, завихренность, турбулентные характеристики.

Введение

При определении характеристик сопла ГТД многорежимного самолета (МС) в условиях дозвукового внешнего обтекания требуется учитывать вытесняющее и вязкое действие реактивной сверхзвуковой струи на дозвуковой поток, обтекающий наружную поверхность сопла [1, 2]. Для получения характеристик требуется выполнять большой объем вычислений, обусловленный многовариантностью расчета течения, реализующегося при работе сопла. Поэтому, не смотря на то, что сегодня разработаны методы расчета трехмерных вязких течений, для определения характеристик регулируемых сопел применяются зональные методы с расчетом течений в зонах на основе решения уравнений Эйлера и вязко-невязким моделированием взаимодействия струй на выходе из сопла [3]. Таким моделям взаимодействия струй присущ существенный недостаток, заключающийся в том, что вязкое действие струй моделируется за счет изменения вытесняющего действия без учета касательных напряжений, то есть без передачи вязкого действия сверхзвуковой струи на дозвуковую.

В статье описана математическая модель вязкого взаимодействия струй на выходе из сопла ГТД МС в условиях дозвукового внешнего обтекания, предназначенная для зональных методов расчета течений, где в дозвуковой зоне решаются уравнения Навье – Стокса, а в сверхзвуковой – Эйлера. Модель позволяет на основе расчетов течений в зонах найти

завихренность и турбулентные характеристики потока на границе сопряжения зон, тем самым моделировать касательные (вязкие) напряжения, передаваемые внешнему дозвуковому потоку.

1. Описание математической модели

Математическая модель вязкого взаимодействия струй на выходе из сопла ГТД МС позволяет осуществить связь рассчитанных в сверхзвуковой и дозвуковой зонах течений через параметры на границе их сопряжения. При ее получении делались следующие допущения: течение стационарное, теплообмен между струями отсутствует, вязкое действие дозвуковой струи на сверхзвуковую пренебрежимо мало, толщина слоя смешения пренебрежимо мала, в слое смешения простое сдвиговое течение с высокой турбулентностью, находящейся в локальном равновесии.

Вытесняющее действие сверхзвуковой струи на дозвуковую моделируется выполнением условия непротекания на границе сопряжения зон. Границей сопряжения зон в модели считается наружная поверхность (граница) сверхзвуковой струи.

Вытесняющее действие дозвуковой струи на сверхзвуковую моделируется выполнением на границе сопряжения зон условий непротекания и равенства давления сверхзвуковой струи давлению дозвукового потока.

Моделировании вязкого действия струй сводится к моделированию вязкого действия сверхзву-

ковой струи на дозвуковую. Оно осуществляется путем задания на границе сопряжения зон завихренности дозвукового потока ω , которая отыскивается по результатам расчета сверхзвукового и дозвукового течений с использованием модели струйного смешения Корста - Чоу [4 – 6].

На рис. 1 показана схема течения при смешении дозвуковой и сверхзвуковой струй в модели Корста - Чоу. Здесь OX и Ox – координатные линии: OX совпадает с границей сверхзвуковой струи; Ox – геометрическое место точек начала подвижной системы координат $O'x'y$, в которой рассматриваются профили скорости.

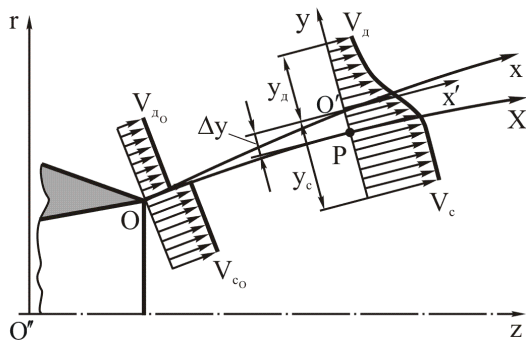


Рис. 1. Схема течения при смешении дозвуковой и сверхзвуковой струй в модели Корста – Чоу

Система координат $O'x'y$ выбирается так, что ось $O'y'$ совпадает с нормалью к линии OX , проведенной в текущей точке P , ось $O'x'$ параллельна касательной к линии OX в точке P и смещена от нее на расстояние Δy . Начало координат O' имеет ненулевую координату x' , равную его координате x на линии Ox . На рисунке $y_д, y_с$ – удаления границ слоя смешения от начала координат O' , а $V_д, V_с$ – скорости дозвукового и свехзвукового потоков на границах слоя смешения. Величина смещения Δy рассчитывается. Учитывая то, что профили скорости рассматриваются при $x' = \text{const}$, для простоты соотношений вместо x' берется x .

В соответствии с работой [6] профиль скорости в слое смешения описывается выражением:

$$\varphi = \frac{1 + \varphi_d}{2} + \frac{1 - \varphi_d}{2} \operatorname{erf} \eta, \quad (1)$$

где $\eta = \sigma y / x$ – безразмерная координата (σ – параметр смешения); $\varphi = V / V_c$ – текущий коэффициент скорости (V – скорость в слое смешения); $\varphi_d = V_d / V_c$ – коэффициент скорости на верхней границе слоя смешения; $\operatorname{erf} \eta = \pm \sqrt{1 - e^{-1,26 \eta^2}}$. В вы-

бранной системе координат знак «–» ставится при $\eta > 0$ и «+» – при $\eta < 0$. Формулу (1) достаточно рассмотреть при $\eta \geq 0$.

Параметр смешения σ определяется по формуле Корста [5]:

$$\sigma = 12 + 2,758 M_c.$$

Завихренность ω в слое смешения рассчитывается по формуле:

$$\omega = - \frac{dV}{dy}. \quad (2)$$

Вывод формулы для вычисления завихренности дозвукового потока на границе сопряжения зон приведен в работе [7]. В качестве скоростей $V_д, V_с$ берутся скорость невозмущенного дозвукового потока и скорость сверхзвукового потока в точке P ; вместо схемы течения на рис. 1, рассматривается более простая схема течения на рис. 2.

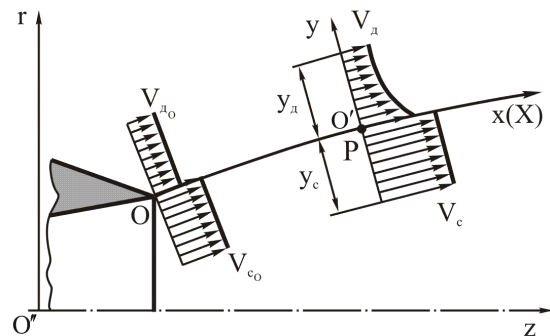


Рис. 2. Схема течения при определении ω дозвукового потока на границе сопряжения струй за соплом ГТД МС

Формула для расчета ω в профиле завихренности слоя смешения получена в виде:

$$\omega = \omega_{\eta=0} A_c, \quad (3)$$

где $\omega_{\eta=0}$ – завихренность потока при $\eta = 0$, A_c – функция смешения. Для определения $\omega_{\eta=0}$ и A_c используются соотношения:

$$\omega_{\eta=0} = \frac{\sqrt{1,26}}{2} \frac{\sigma V_c}{x} (1 - \varphi_d);$$

$$A_c = \frac{(\varphi - \varphi_d)(1 - \varphi)}{0,25(1 - \varphi_d)} \sqrt{\frac{\ln(1 - \varphi_d)^2 - \ln 4(\varphi - \varphi_d)(1 - \varphi)}{(1 - \varphi_d)^2 - 4(\varphi - \varphi_d)(1 - \varphi)}}.$$

Функция смешения A_c учитывает отклонение ω от $\omega_{\eta=0}$ в слое смешения при изменении φ . Пограничной скоростью профиля скорости в слое смешения, выделяющей дозвуковой участок, через кото-

рый передаются возмущения от сверхзвуковой струи к дозвуковой, является критическая скорость дозвукового потока $C_{кр}$. Поэтому в расчете завихренности дозвукового потока на границе сопряжения зон (точка Р на рис. 2) в выражении для A_c коэффициент ϕ берется при $V = \gamma C_{кр}$. Константа $\gamma < 1$ и как показывают расчеты, может быть взята в диапазоне 0,9...0,98.

Для расчета вязкого потока в дозвуковой зоне необходимо моделирование турбулентности на границе сопряжения струй. Для двухпараметрических моделей К- ϵ и К- W оно сводится к определению турбулентных характеристик течения K , ϵ и W в слое смешения. Здесь K – кинетическая энергия пульсационного движения (турбулентности), ϵ – скорость диссипации энергии турбулентности, W – квадрат частоты турбулентных пульсаций.

Так как течение в слое смешения спутных струй относится к простым сдвиговым течениям с высокой турбулентностью [8], K можно выразить из формулы Колмогорова – Прандтля [9] в виде:

$$K = \left[\frac{v_t}{C'_\mu L} \right]^2, \quad (4)$$

где v_t – турбулентная вязкость; L – масштаб турбулентности, C'_μ эмпирическая константа.

Для модели пути смешения Прандтля v_t определяется по формуле:

$$v_t = l_m^2 \left| \frac{\partial V}{\partial y} \right|, \quad (5)$$

где l_m – путь смешения [8].

Для нахождения L используется связь масштаба турбулентности и пути смешения при условии локального равновесия турбулентности:

$$L = C_D^{0,25} l_m, \quad (6)$$

где C_D – эмпирическая константа [10].

Для течений с высокой турбулентностью $C_D = 0,09$, $C'_\mu \approx 1$ [10].

При постоянстве пути смешения в поперечном направлении, отсутствии стенок и подобии профилей скорости в слое смешения l_m определяется из соотношения:

$$l_m / \delta = C_\delta, \quad (7)$$

где δ – толщина слоя смешения, константа $C_\delta = 0,07 \div 0,11$ [8].

В модели Корста – Чоу используется профиль скорости в слое смешения по теории Гертлера, для которого δ вычисляется по формуле [8]:

$$\delta = \frac{3,284}{\sigma} x. \quad (8)$$

После совместного рассмотрения выражений (4) – (8) получим формулу для определения L :

$$L = \frac{B_L}{\sigma} x, \quad (9)$$

где константа $B_L = 3,284 C_D^{0,25} C_\delta$.

С учетом соотношений (2) и (9) формула (4) преобразуется к виду:

$$K = \left(\frac{\omega B_K}{\sigma} x \right)^2, \quad (10)$$

где константа $B_K = 3,284 C_\delta / (C'_\mu C_D^{0,25})$, а ω определена по формуле (3).

Скорость диссипации энергии турбулентности ϵ определяется по формуле Колмогорова – Прандтля [9]:

$$\epsilon = C_D K^{3/2} / L, \quad (11)$$

в которой L и K отыскиваются по формулам (9) и (10).

Формулу для квадрата частоты турбулентных пульсаций $W = K / L^2$ получаем подстановкой в формулу (11) вместо L выражения $\sqrt{K/W}$ в виде:

$$W = [\epsilon / (C_D K)]^2,$$

где ϵ рассчитывается по формуле (11). Необходимые для расчета значения L и K находятся с использованием соотношений (9) и (10).

В соответствии с допущением о постоянстве пути смешения в поперечном направлении турбулентные характеристики на границе сопряжения струй будут равны соответствующим характеристикам слоя смешения и могут быть использованы в расчете вязкого течения в дозвуковой зоне.

2. Применение математической модели

На рис. 3 приведены результаты применения рассмотренной математической модели вязкого взаимодействия струй на выходе из сопла ГТД многорежимного самолета в зональной модели течения, описанной в работе [11], для расчета внешнего обтекания неограниченным дозвуковым потоком осесимметричного сопла со сверхзвуковой струей на выходе в сравнении с экспериментальными данными ЦИАМ [12].

В указанной зональной модели течения применена двухпараметрическая модель турбулентности К- W .

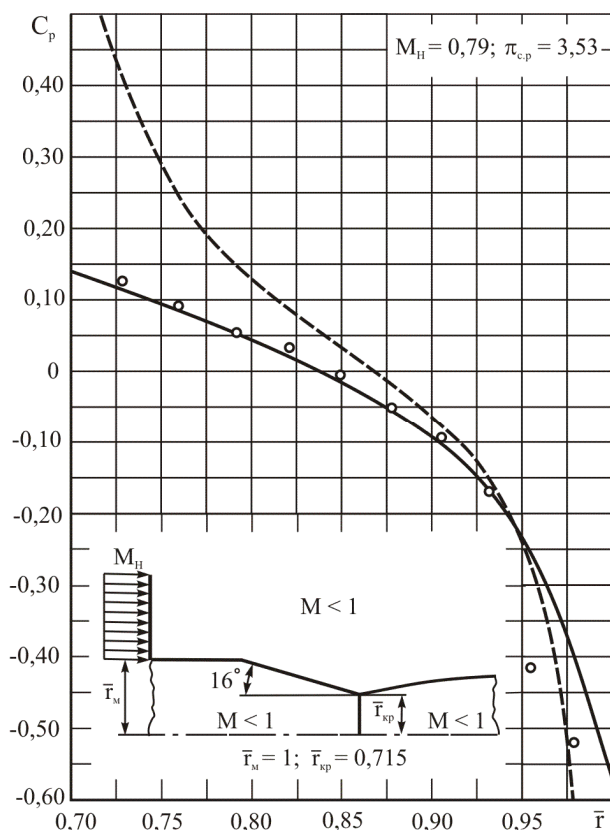


Рис. 3. Сравнение результатов расчета с данными эксперимента [12] при $M_H=0,79$, $\pi_{cp}=3,53$

На рисунке обозначено: C_p – коэффициент давления, $\bar{r}$ – относительный радиус наружной поверхности сопла, M_H – число Маха набегающего внешнего потока, π_{cp} – располагаемая степень понижения давления в сопле, кружочки – экспериментальные точки, сплошная линия – расчет с применением рассмотренной математической модели (вихревое обтекание вязким потоком), пунктирная линия – расчет без моделирования вязкого действия поверхности сопла и сверхзвуковой струи на дозвуковой поток (безвихревое обтекание вязким потоком). Рассматривался режим работы сопла при $M_H=0,79$ и $\pi_{cp}=3,53$. Видно удовлетворительное совпадение расчетных данных с экспериментальными в случае применения описанной модели вязкого взаимодействия струй на выходе из сопла ГТД.

Заключение

На основе модели слоя смешения Корста – Чоу, гипотезе пути смешения Прандтля и гипотезах Колмогорова – Прандтля, связывающих турбулентные характеристики потока с турбулентной вязкостью, разработана математическая модель вязкого взаимодействия струй на выходе из сопла ГТД многорежимного самолета в условиях дозвукового внешнего обтекания для использования в зональных методах

расчета течения, где в дозвуковой зоне решаются уравнения Навье – Стокса, а в сверхзвуковой – Эйлера. Модель позволяет на основе расчетов течений в зонах найти завихренность и турбулентные характеристики потока на границе сопряжения зон для их использования в качестве граничных условий в расчете течения в дозвуковой зоне. Граница сопряжения струй – граница сверхзвуковой струи отыскивается в расчете течений в зонах при выполнении на ней условий непротекания и нулевого градиента давления.

Представлены результаты применения описанной математической модели для расчета внешнего обтекания неограниченным дозвуковым потоком осесимметричного сопла со сверхзвуковой струей на выходе в сравнении с экспериментальными данными.

Видно удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных в случае применения описанной модели вязкого взаимодействия струй на выходе из сопла ГТД.

Литература

1. Лаврухин, Г.Н. Аэрогазодинамика реактивных сопел. Т. 1. Внутренние характеристики сопел [Текст] / Г.Н. Лаврухин. – М.: Физматлит, 2003. – 376 с.
2. Нечаев, Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / Ю.Н. Нечаев. – М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1990. – 696 с.
3. Лаврухин, Г.Н. Проблемы аэродинамики выходных устройств перспективных самолетов. Ч. I. Расчетные исследования характеристик хвостовых частей летательных аппаратов: (по материалам открытой иностр. печати за 1981–1987 гг.) [Текст] / Г.Н. Лаврухин, А.И. Плоцкий // Обзор ОНТИ ЦАГИ. – М., 1990. – № 703. – 102 с.
4. Korst, H.H. A Theory for Base Pressure in Transonic and Supersonic Flow [Text] / H.H. Korst // J. App. Mech. – 1956. – Vol. 23. – P. 593–600.
5. Korst, H.H. The pressure on a blunt trailing edge separating two supersonic two-dimensional air streams of different Mach number and stagnation pressure but identical magnation temperature [Text] / H.H. Korst, W. Tripp // Proceedings of the Fifth Midwestern Conference on Fluid Mechanics (University of Michigan Press, Ann Arbor, Mich., 1957). – 1957. – P. 187–199.
6. Chow, W.L. On the base Pressure Resulting from the Interaction of a Supersonic External Stream with a Sonic and Subsonic Jet [Text] / W.L. Chow // J. Aero Space Sciences. – 1959. – № 3. – P. 176–180.
7. Коткин, В.В. Расчетный способ определения завихренности дозвукового потока на его границе со спутной сверхзвуковой струей [Текст] / В.В. Коткин, В.А. Коваль // Вестн. Харьк. гос. политехн. ун-та: сб. науч. тр. – Х., 1998. – Вып. 12. – С. 146–150.

8. Абрамович, Г.Н. Теория турбулентных струй [Текст] / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1984. – 716 с.

9. Методы расчета турбулентных течений [Текст]: пер. с англ. / под ред. В. Кольмана. – М.: Мир, 1984. – 464 с.

10. Launder, B.E. Mathematical models of Turbulence [Text] / B.E. Launder, D.B. Spalding. – London: Acad. Press, 1972. – 169 p.

11. Коткин, В.В. Методика расчета течения, возникающего при работе выходного устройства

авиационного ГТД в условиях дозвукового полета [Текст] / В.В. Коткин // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: материалы Междунар. науч.-техн. конф., 29 сент. – 2 окт. 1997. – Х., 1997. – С. 220–223.

12. Сафонов, В.П. Исследование кормовых частей сопел, обтекаемых дозвуковым внешним потоком при изменении параметров внутренней струи [Текст] / В.П. Сафонов // Технический отчет ЦИАМ. – М., 1972. – № 6959. – 67 с.

Поступила в редакцию 30.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры В.П. Герасименко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ В'ЯЗКОЇ ВЗАЄМОДІЇ СТРУМЕНІВ НА ВИХОДІ ІЗ СОПЛА ГТД БАГАТОРЕЖИМНОГО ЛІТАКА В УМОВАХ ДОЗВУКОВОГО ЗОВНІШНЬОГО ОБТІКАННЯ

В.В. Коткін

Описана математична модель в'язкої взаємодії струменів на виході із сопла ГТД багаторежимного літака в умовах дозвукового зовнішнього обтікання, призначена для зональних методів розрахунків течії з розв'язком рівнянь Нав'є – Стокса в дозвуковій зоні й Ейлера – у надзвуковій. Модель базується на моделі струминного змішання Корста – Чоу, гіпотезі шляху змішання Прандтля й гіпотезах Колмогорова – Прандтля. Вона дозволяє знайти завихреність і турбулентні характеристики потоку на границі сполучення зон. Представлені результати застосування математичної моделі для розрахунків обтікання необмеженим дозвуковим потоком вісесиметричного сопла з надзвуковим струменем на виході в порівнянні з експериментальними даними.

Ключові слова: сопло, дозвукове зовнішнє обтікання, дозвуковий струмінь, надзвуковий струмінь, взаємодія струменів, шар змішання, зональна модель течії, завихреність, турбулентні характеристики.

MATHEMATICAL MODEL OF VISCOUS INTERACTION OF THE JETS AT THE GAS TURBINE ENGINE NOZZLE EXIT OF MULTI-MODE AIRCRAFT UNDER SUBSONIC EXTERNAL FLOW

V.V. Kotkin

The mathematical model of viscous interaction of jets at the gas turbine engine nozzle exit of multi-mode aircraft under subsonic external flow is presented. This model is designed for zonal methods of flow calculation with solution of Navier – Stokes equations in subsonic area and Euler equations in supersonic area. The mathematic model is based on Korsten – Chow jet mixing model, Prandtl mixing length hypothesis and Kolmogorov – Prandtl hypotheses. It allows you to find the vorticity and flow turbulent characteristics at the areas conjugation border. The mathematical model application results for calculation of unbounded subsonic flow around axisymmetric nozzle with exit supersonic jet in comparison with experimental data are presented.

Key words: nozzle, subsonic external flow, subsonic jet, supersonic jet, the interaction of the jets, the mixing layer, zonal flow model, vorticity, turbulence characteristics.

Коткин Василий Васильевич – канд. техн. наук, доцент кафедры теории авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: v.v.kotkin@gmail.com.

УДК 621.452.3

В.Н. МАТВЕЕВ, О.В. БАТУРИН, Г.М. ПОПОВ*Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет), Россия*

УЛУЧШЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА ЗА СЧЁТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДОВ ОПТИМИЗАЦИИ

Проведена двухкритериальная оптимизация многоступенчатого компрессора высокого давления газотурбинного двигателя. В качестве оптимизируемых параметров использованы углы установки лопаток, а в качестве критериев оптимизации – максимальные КПД на двух частотах вращения компрессора. В ходе оптимизации достигнуто повышение КПД компрессора на основных режимах работы до 1,6% при сохранении положений рабочих точек на характеристике компрессора в заданных диапазонах. Анализ результатов показал, что оптимизация позволила устранить отрывы потока во втулочных сечениях лопаток рабочих колёс 4 и 5 ступени.

Ключевые слова: численная модель, оптимизация, многоступенчатый компрессор, валидация, характеристики компрессора, вычислительная газовая динамика.

Введение

В процессе доводки компрессоров газотурбинных двигателей (ГТД) необходимо учитывать противоречивые требования надёжности и газодинамической эффективности, как правило, на различных режимах работы. Данный процесс является итеративным и заключается в проверке влияния тех или иных мероприятий на требуемые показатели компрессора. Современные программы CFD-моделирования, такие как NUMECA FineTurbo [1] или ANSYS CFX, позволяют ускорить процесс доводки компрессоров и использовать при этом методы оптимизации, один из которых, в частности, реализован в программном комплексе IOSO [2]. В данной работе приведены результаты оптимизации семиступенчатого компрессора высокого давления (КВД) ГТД. Целью оптимизации являлось повышение КПД КВД на двух режимах его работы (при относительных частотах вращения 80% и 100%) за счёт варьирования углами установки лопаток всех рабочих колёс, направляющих аппаратов и входного направляющего аппарата.

Решение задачи оптимизации состояло из следующих этапов:

- постановки задачи оптимизации;
- создания и валидации параметрической газодинамической численной модели многоступенчатого компрессора,
- решения задачи оптимизации;
- анализа результатов оптимизации многоступенчатого компрессора.

1. Постановка задачи оптимизации

Как было отмечено выше, в качестве объекта оптимизации был выбран семиступенчатый КВД ГТД с входным направляющим аппаратом.

Целью оптимизации являлось повышение его наибольших КПД на относительных частотах вращения 80% и 100%. По этой причине в качестве критериев оптимизации были выбраны максимальные КПД на характеристиках компрессора при относительных частотах вращения 80% и 100%.

Для предотвращения сдвига характеристик компрессора при оптимизации были установлены следующие ограничения:

- расход рабочего тела оптимизированного КВД при максимальном КПД на относительной частоте вращения 80% не должен был отличаться от соответствующего расхода базового компрессора более, чем на $\pm 1,3\%$;
- расход рабочего тела оптимизированного КВД при максимальном КПД на относительной частоте вращения 100% не должен был отличаться от соответствующего расхода базового компрессора более, чем на $\pm 0,6\%$;
- изменение значения степени повышения давления оптимизированного КВД по сравнению с базовым компрессором в точках максимума КПД при относительных частотах вращения 80% и 100% допускалось в пределах $\pm 1,5\%$.

При постановке задачи оптимизации и назначении ограничений не учитывалось изменение запасов газодинамической устойчивости КВД (в отличие

от работы [3]), в целях сокращения времени её решения. Оценка изменения запасов газодинамической устойчивой КВД проводилась на этапе анализа результатов оптимизации.

Схематично критерии оптимизации и ограничения, использованные при постановке задачи оптимизации, представлены на рис. 1.

В качестве варьируемых переменных были выбраны углы установок всех рабочих лопаток, направляющих аппаратов и входного направляющего аппарата КВД (рис. 2). Диапазон изменения углов установки лопаток каждого лопаточного венца был выбран таким образом, чтобы при повороте лопаток их профили вписывались в существующие лопаточные замки. Число лопаток в венцах не менялось. Данное решение позволяло найти такой вариант повышения КПД КВД, который не требовал бы изменения конструкции дисков и корпусных деталей компрессора. Общее количество варьируемых переменных составило 15.

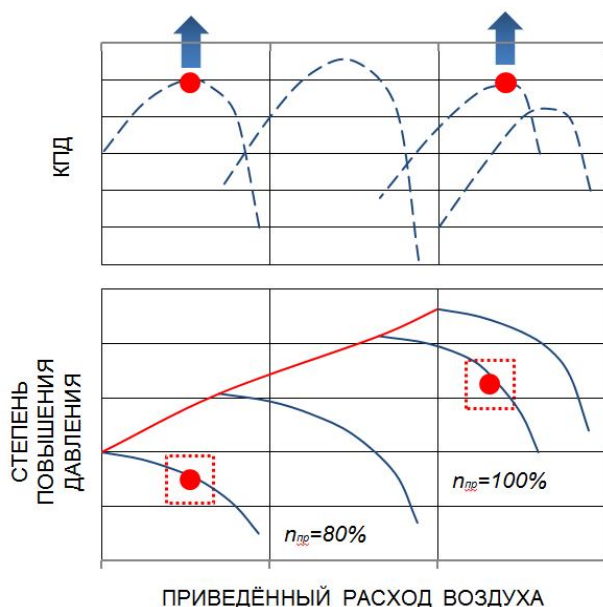


Рис. 1. Постановка задачи оптимизации

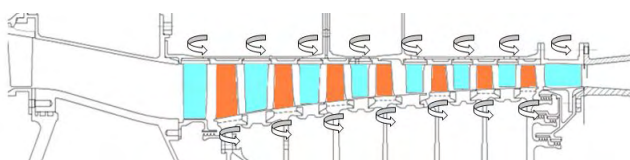


Рис. 2. Варьируемые переменные

2. Создание и валидация параметрической газодинамической численной модели КВД

Газодинамическая численная модель КВД была создана в программном комплексе NUMECA

FineTurbo и включала в себя домены всех лопаточных венцов КВД и опоры, расположенной перед компрессором (рис. 3).

Построение сетки выполнялось в программе Numeca Autogrid5. Для изменения углов установки лопаток была использована программа Profiler [4]. Данная программа была интегрирована с сеткопостроителем, что позволило автоматически перестраивать численную модель КВД в процессе оптимизации.

При выполнении расчётов применялась модель турбулентности Spalart-Allmaras. Расчёт уравнений в доменах рабочих колёс вёлся во вращающейся системе координат. Скорость вращения соответствовала моделируемому режиму работы. В качестве граничных условий на входе задавалась полная температура и полное давление, на выходе – статическое давление.

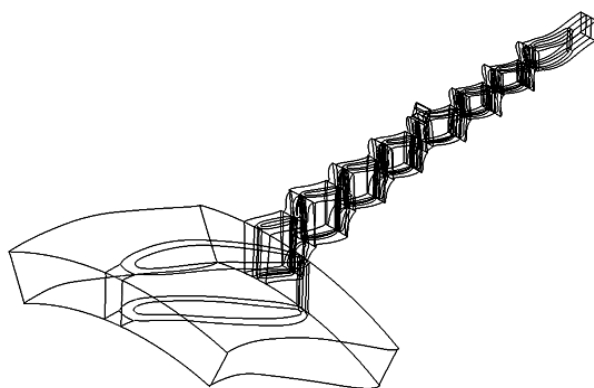


Рис. 3. Геометрия численной модели КВД

Перед проведением оптимизации была выполнена валидация численной модели КВД путём сравнения расчётных (сплошные линии) и экспериментальных (пунктирные линии) напорных и КПД – характеристик базового КВД при относительных частотах вращения 89%, 94%, 100% и 103% (рис. 4). Как видно из рис. 4, созданная численная модель позволяет описывать поведение КПД – характеристик, хотя и имеет погрешность в предсказании значений КПД около 4%. Напорные характеристики созданная численная модель описывает с более высокой точностью. На основании этого был сделан вывод о возможности использования при оптимизации созданной численной модели КВД.

3. Решение задачи оптимизации

Для решения сформулированной задачи оптимизации программному комплексу IOSO потребовалось 446 обращений к численной модели КВД. Каждое обращение к численной модели представляло собой расчёт двух точек на характеристике КВД

(точек максимального КПД на ветках, соответствующих относительным частотам вращения 80% и 100%) в программном комплексе NUMECA FineTurbo.

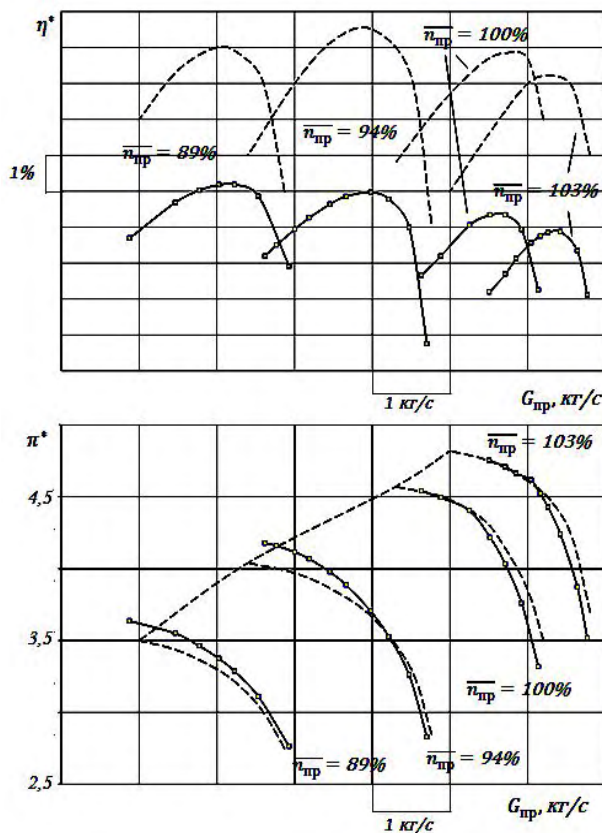


Рис. 4. Валидация расчётной модели КВД

В результате было получено множество улучшаемых решений (множество Парето), которое представляло собой компромисс между повышением КПД на относительной частоте вращения 80% и повышением КПД на относительной частоте вращения 100% (рис. 5). Каждой точке из множества Парето соответствовала уникальная геометрия КВД, представленная в виде массива углов установки всех лопаточных венцов КВД.

Анализ крайних точек множества Парето показал, что на относительной частоте вращения 80% наибольшее повышение максимального КПД составило 1,8% при практически неизменном максимальном КПД на относительной частоте вращения 100% (точка 1 множества Парето на рис. 5). На относительной частоте вращения 100% наибольшее повышение максимального КПД составило 0,6% при повышении максимального КПД на относительной частоте вращения 80% на 1% (точка 2 множества Парето на рис. 5). Однако для дальнейших исследований была выбрана одна из средних точек множества Парето (точка 3 на рис. 5), обеспечивающая повышение КПД как на относительной частоте вра-

щения 100% (на 0,5%), так и на относительной частоте вращения 80% (на 1,2%).

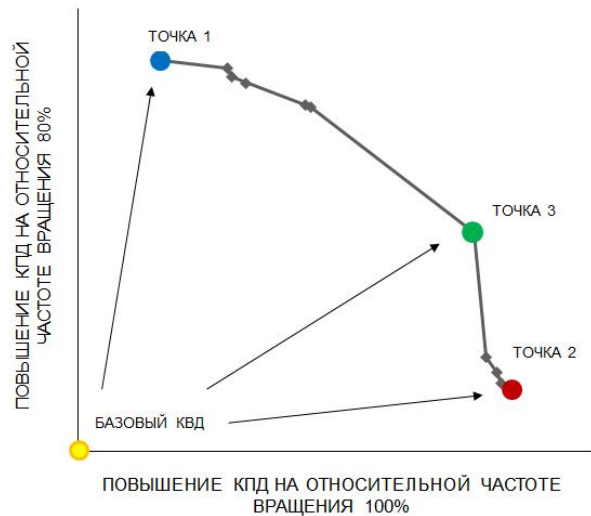


Рис. 5. Множество Парето

4. Анализ результатов оптимизации

Для анализа результатов оптимизации была построена численная модель варианта КВД, соответствующего выбранной точке 3 множества Парето. С помощью этой численной модели были получены характеристики оптимизированного варианта КВД на относительных частотах вращения 80% и 100%, а также выполнено их сравнение с характеристиками базового варианта КВД (рис. 6). На рис. 6 пунктирные линии соответствуют характеристикам базового варианта КВД, сплошные – оптимизированному варианту КВД.

В результате сравнения характеристик было установлено следующее:

- запасы газодинамической устойчивости работы оптимизированного КВД не снизились по сравнению с базовым вариантом на исследованных частотах вращения;

- изменение значений расхода воздуха и степени повышения давления оптимизированного КВД в точках максимального КПД на исследованных частотах вращения находится в пределах принятых ограничений;

- КПД КВД на относительной частоте вращения 80% повысилось на 1,2%, а на относительной частоте вращения 100% повышение КПД составило 0,5%.

Анализ структуры потока в оптимизированном варианте КВД в точке максимального КПД на относительной частоте вращения 100% показал, что оптимизация углов установки лопаток КВД позволила устранить срыв потока во втулочном сечении четвёртого и пятого рабочих колёс КВД (рис. 7).

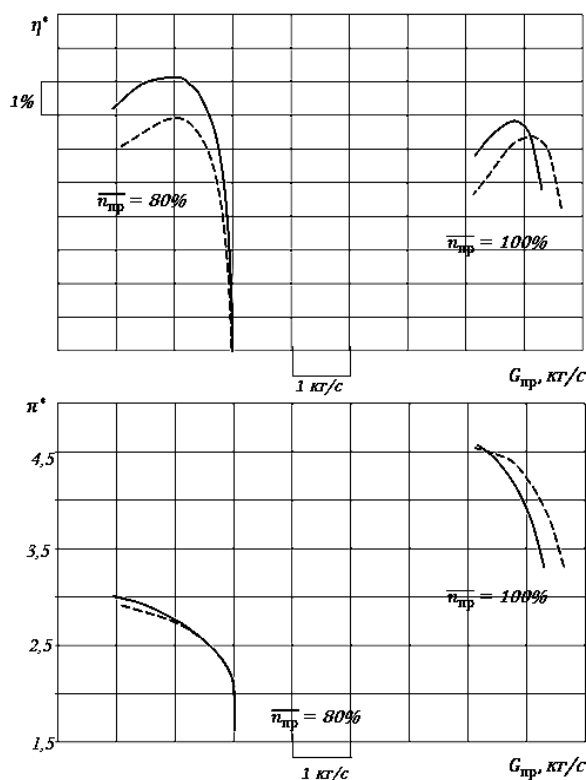


Рис. 6. Сравнение характеристик оптимизированного и базового КВД

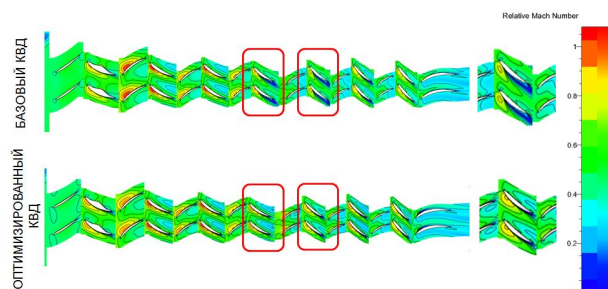


Рис. 7. Поля относительного числа Маха вблизи втулочного сечения базового и оптимизированного КВД

Заключение

Таким образом, в результате выполнения работы показана возможность использования методов

многокритериальной оптимизации и численного газодинамического моделирования для доводки многоступенчатых компрессоров. Создана и верифицирована параметрическая газодинамическая численная модель многоступенчатого компрессора. Практическими результатами работы является повышение КПД многоступенчатого компрессора на двух режимах его работы.

Благодарность

Авторы выражают благодарность профессору И.Н. Егорову (ЗАО «Сигма Технологии») за помощь в постановке задачи оптимизации и анализе результатов.

Литература

1. Numeca International [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.numeca.com>. – 29.05.2013.
2. Sigma Technology [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.iosotech.com/>. – 29.05.2013.
3. Optimization of the gas turbine engine parts using methods of numerical simulation [Text] / I.N. Egorov, M.L. Kuzmenko, Yu.N. Shmotin, K.S. Fedechkin // ASME paper GT2007-28205.
4. Дмитриева, И.Б. Автоматизация создания объёмной модели пера лопатки в ANSYS TurboGrid на базе традиционного представления его геометрии [Текст] / И.Б. Дмитриева, Л.С. Шаблій // Вестник Самарского гос. аэрокосмического ун-та им. академика С.П. Королёва. – Самара. – 2011. – № 3 (27), ч. 3. – С. 106-111.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010 в рамках договора с ОАО «Кузнецов».

Поступила в редакцию 29.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры КиПДИА С.В. Фалалеев, Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара.

ПОЛІПШЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК БАГАТОСТУПІНЧАСТОГО КОМПРЕСОРА ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДІВ ОПТИМІЗАЦІЇ

В.М. Матвеев, О.В. Батурін, Г.М. Попов

Проведено двохкритеріальну оптимізацію багатоступінчастого компресора високого тиску газотурбінного двигуна. В якості параметрів, що оптимізуються, використано кути установки лопаток, а в якості критеріїв оптимізації - максимальні ККД на двох частотах обертання компресора. У ході оптимізації досягнуто підвищення ККД компресора на основних режимах роботи до 1,6% при збереженні положень робочих точок на характеристиці компресора в заданих діапазонах. Аналіз результатів показав, що оптимізація дозволила усунути відрив потоку у втулкових перетинах лопаток робочих коліс 4 і 5 ступеня.

Ключові слова: чисельна модель, оптимізація, багатоступінчастий компресор, валідація, характеристики компресора, обчислювальна газова динаміка.

MULTISTAGE COMPRESSOR PERFORMANCES IMPROVEMENT BY USING OPTIMIZATION METHODS

V.N. Matveev, O.V. Baturin, G.M. Popov

Two-Objective Optimization of the multistage high pressure compressor of gas turbine engine was performed. The blades stagger angles were used as optimization parameters, and maximum efficiency at two different compressor rotor frequencies – as optimization criteria. The efficiency improving up to 1,6% on the main compressor operating modes was achieved during the optimization with saving position of work points in compressor performance map. Analysis of the results showed that the optimization allowed to eliminate the flow separation near hub sections of the rotating blades of 4th and 5th stages.

Key words: numerical model, optimization, multistage compressor, validation, a compressor performance map, computational fluid dynamics.

Матвеев Валерий Николаевич – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедры теории двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета им. С.П. Королёва, Самара, e-mail: tdla@ssau.ru.

Батурин Олег Витальевич – канд. техн. наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета им. С.П. Королёва, Самара, e-mail: udet@mail.ru.

Попов Григорий Михайлович – асп. каф. теории двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета им. С.П. Королёва, Самара, e-mail: grishatty@gmail.com.

УДК 621.515-001.26

М.Ю. ШЕЛКОВСКИЙ*ГП НПКГ “Зоря”–“Машипроект”, Николаев, Украина*

МЕТОД АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ КОМПРЕССОРА

В данной работе рассмотрен метод аэродинамического совершенствования лопаточных венцов компрессора, на основе симплекс-метода прямой оптимизации, а также с использованием центрального композиционного планирования и дальнейшей оптимизации по поверхности отклика. Для расчетов трехмерного вязкого сжимаемого течения применяется программный комплекс ANSYS CFX. Рассмотрены основные результаты расчетов характеристик различных компрессорных решеток с оптимальным профилированием лопаточных венцов. Экспериментальные исследования подтвердили эффективность разработанного метода.

Ключевые слова: компрессор, оптимизация, средняя линия, навал, характеристика, коэффициент потерь.

Введение

Для современных компрессоров характерно уменьшение числа ступеней с одновременным ростом общей степени повышения давления и КПД [1]. С целью повышения аэродинамической эффективности лопаточных венцов компрессора на сегодняшний день применяются различные мероприятия, связанные с изменением их геометрии: навал [2], стреловидность [3], парусность профиля пера лопатки [4], изменение конфигурации входной кромки [5], полировка поверхностей лопаток [6], применение профилей с “управляемой” диффузностью [7, 8] и т.д. Исследования в этом направлении целесообразно проводить путем введения указанных изменений геометрической формы пера лопатки в методы расчета трехмерного вязкого течения.

1. Постановка задачи

Благодаря детальным исследованиям потока в межлопаточных каналах ступеней компрессора установлено, что он трехмерный, вязкий, сжимаемый, нестационарный, с достаточно сложной структурой течения: с наличием пограничных слоев на ограничивающих проточную часть кольцевых поверхностях и поверхностях лопаток, аэродинамических следов за ними, перетеканий пограничных слоев на лопатках в радиальном направлении под действием центробежных сил, перетеканий в радиальных зазорах, завихряющих выходной поток и придающих ему трехмерность [4, 9]. Математическое описание вышеизложенных свойств течения возможно с по-

мощью системы трехмерных нестационарных уравнений Навье-Стокса для сжимаемого газа [10]. Их решение путем прямого численного моделирования при больших числах Рейнольдса затруднено вследствие ограничения по компьютерной памяти, поэтому на сегодняшний день существует множество методов расчета, в которых используются различного уровня упрощения этой системы [11]. Квазитрехмерных методов, как правило, используемых при решении обратной задачи недостаточно для описания эффектов взаимодействия сечений по высоте лопатки, особенно сильных в концевых облатсях, в том числе в области радиального зазора. Поэтому необходимы поиски путей учета трехмерности и вязкости потока при проектировании, с применением современных программных комплексов.

Моделирование трехмерного вязкого сжимаемого течения при числах $Re > 10^6$ на сегодняшний день в инженерной практике осуществляется с помощью RANS-методов, основанных на решении уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу (Фавру). В настоящее время существуют соответствующие программные комплексы FlowER, Numeka, ANSYS CFX, Fluent, FlowVision, STAR-CD и т.д. Опыт расчетов течений в турбомашинах показывает, что точность решения в каждом из них зависит в основном от качества сетки, способа постановки граничных условий, свойств численного алгоритма, выбора модели турбулентности (учитывающей вязкие и турбулентные эффекты) [12].

Эффективное использование методов расчета трехмерного вязкого течения позволяет оценить вводимые конструктивные мероприятия по аэродинамическому совершенствованию лопаточной сис-

темы компрессора, а также оптимизировать геометрию лопаток в однокритериальной или многокритериальной постановке [13]. Однако, поиск оптимального решения даже применительно к одной ступени – чрезвычайно сложная задача. Основными её проблемами являются: многокритериальность и многопараметричность, отсутствие информации о влиянии параметров на результат расчета ввиду наличия существенного взаимодействия между источниками потерь, сложность многофакторного моделирования рабочего процесса компрессора и получения параметрической геометрической модели его проточной части и т.д. Экспериментальных исследований, в которых были бы рассмотрены результаты такого совершенствования, крайне мало. Кроме того, методы решения обратной задачи, как правило, являются “ноу-хау” разработчиков и не афишируются. Поэтому разработка методов совершенствования лопаточных венцов компрессора путем дальнейшего развития решения трехмерных уравнений течения вязкого газа в форме Навье-Стокса по-прежнему является актуальной задачей.

2. Решение задачи

Задача формирования пространственной поверхности пера лопатки с оптимизацией геометрических параметров лопаточных венцов рабочих колес (РК) и направляющих аппаратов (НА) в составе осевой ступени компрессора решалась в данной работе на основе используемого на предприятии “Зоря”-“Машпроект” комплекса программ “Kompres” и коммерческого пакета программ ANSYS [14].

Формирование исходной геометрии профиля пера лопатки РК (НА) выполняли упрощенным путем по плоским сечениям с использованием системы автоматического проектирования “Kompres”. Метод проектирования лопаточных венцов компрессора по среднему радиусу представляет собой систему газодинамических уравнений для идеального газа, а также соотношений между углами и скоростями потока (треугольниками скоростей) в межвенцовых зазорах [15]. При заданных исходных данных (расходе воздуха G_B , частоте вращения, степени повышения полного давления π_K^* , параметрах на входе) осуществляется выбор формы проточной части, числа ступеней, геометрии лопаточных венцов компрессора на среднем радиусе при принятом законе изменения осевой скорости, коэффициента напора, КПД, степени реактивности по ступеням. Расчет течения вдоль линий тока по высоте проточной части компрессора представляет собой обратную двумерную осесимметричную задачу для сжимаемого газа, в основу которой положен метод кривизны

линий тока. Расчет геометрии решетки РК (НА) по вычисленным параметрам потока выполняется посредством определения угла отставания на выходе из решетки. Кроме того, вводится навал и изменение формы средней линии с помощью подходов, изложенных в [16].

Аэродинамическое совершенствование лопаточных венцов выполняем путем деформирования исходного профиля по сечениям лопатки, с применением либо симплекс-метода [17] согласно структурной схеме, приведенной на рис. 1, либо центрального композиционного планирования (ЦКП) и дальнейшей оптимизации по поверхности отклика (рис. 2). В качестве исходных данных в каждом из подходов использованы результаты начального расчета геометрии лопаточных венцов по высоте, координаты меридиональных обводов проточной части, шаг варьирования - изменения геометрических параметров, а также ограничения, накладываемые как на диапазон их изменения, так и на значения отдельных аэродинамических переменных.

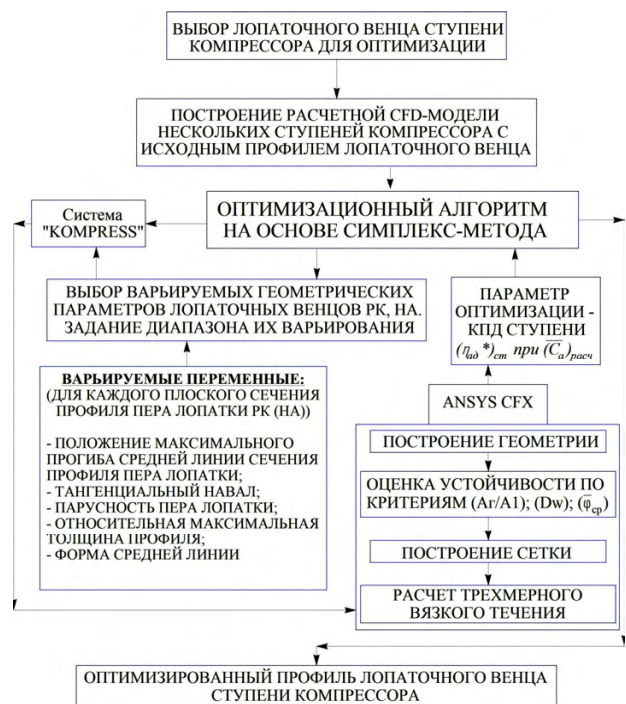


Рис. 1. Структурная схема предлагаемого метода аэродинамического совершенствования лопаточных венцов ступени компрессора на основе симплекс-алгоритма прямой оптимизации

В случае использования симплекс-метода прямой оптимизации варьируемыми переменными являются: положение максимального прогиба средней линии сечения профиля пера лопатки ($\overline{X}_{f_i}$); тангенциальный навал (θ_i); парусность пера лопатки $B_{пер}/B_{ср}$; относительная максимальная толщина

сечения профиля $\overline{C_{m_i}}$; параметр P_{Si} , характеризующий S-образность формы средней линии сечения профиля пера лопатки [16]. Ввиду ограничения числа варьируемых переменных такую оптимизацию рассматриваем как “условную”. Задание исходного симметричного профиля путем подключения соответствующей библиотеки, формирование твердотельной модели профиля пера лопатки, построение сеточных поверхностей, запуск расчета обтекания межлопаточных каналов компрессора в трехмерной вязкой постановке на основе решения RANS-уравнений осуществляется в ПК ANSYS в полуавтоматическом режиме.

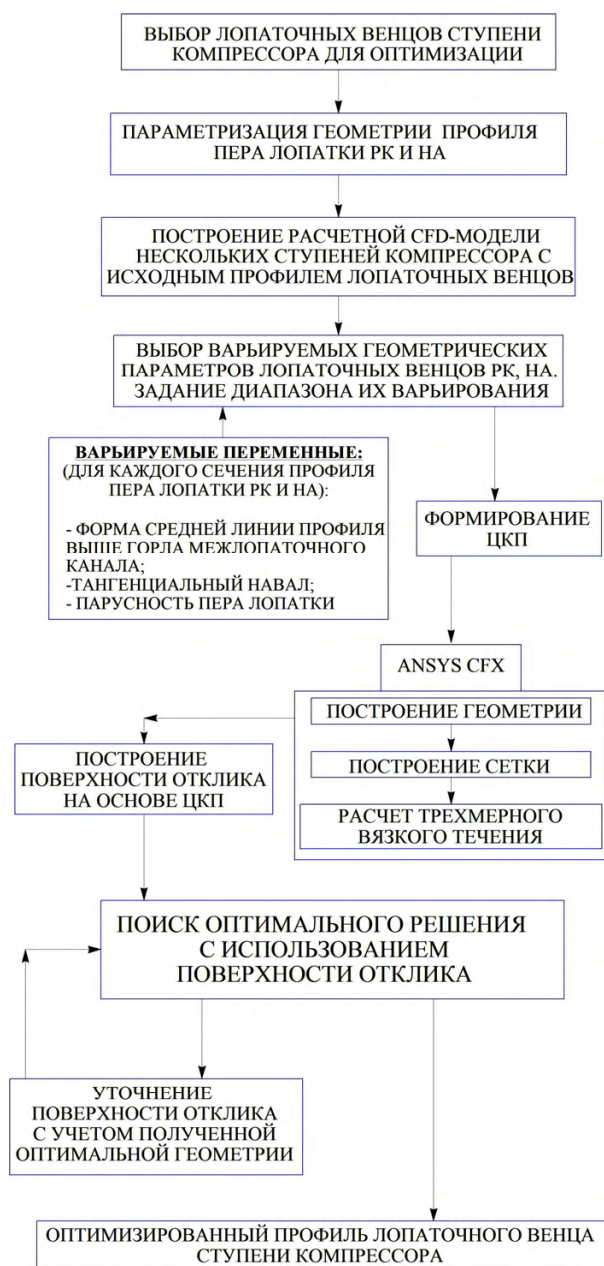


Рис. 2. Структурная схема предлагаемого метода аэродинамического совершенствования лопаточных венцов ступени компрессора на основе ЦКП и оптимизации по поверхности отклика

Целевой функцией является изэнтропический КПД ступени ($\eta_{ст}^*$) либо коэффициент восстановления полного давления в решетке. Учитывая наличие погрешности вычисления $\eta_{ст}^*$ в CFD-расчете, при сопоставлении эффективности компрессорных решеток использовали не абсолютное значение $\eta_{ст}^*$, а его изменение относительно исходной величины. Оценку границы устойчивой работы компрессорной решетки с новой формой средней линии выполняли по значениям трех критериев устойчивости D , $\Phi_{ср}$ и A_r/A_1 [18].

Управляющая программа на основе симплекс-метода реализована в Excel (“Smpl_1.xls”). Пересчет координат исходного симплекса в физические переменные осуществляли по формуле [17]:

$$x_i = x_{0i} + \Delta x_i \cdot X_i. \quad (1)$$

При движении к оптимуму координаты каждого нового численного эксперимента находим по формуле:

$$x_i = \frac{2}{n} \cdot \left(\sum_{j=1}^{n+1} x_{ji} - x_i^* \right) - x_i^*, \quad (2)$$

где j - номер опыта; i - номер фактора; n - число факторов; x_i^* - значение i -го фактора в наихудшем опыте предыдущего симплекса.

В соответствии с предлагаемой схемой для метода аэродинамического совершенствования лопаточных венцов ступени компрессора на основе ЦКП и дальнейшей оптимизации по поверхности отклика (рис. 2), для выбранного диапазона изменения тангенциального навала, парусности, S-образности формы средней линии каждого из конических сечений по высоте профиля пера лопатки выполняются расчеты на основе сформированных центральных композиционных планов (ортогональных или ротортабельных) [17]. Далее, поиск оптимальной геометрии лопаточных венцов осуществляется с использованием полученной поверхности отклика, для различных значений входных аргументов. При большом числе варьируемых переменных выполняется 5-7 итерационных приближений, с уточнением поверхности отклика. Отличительной особенностью в постановке задачи является одновременное варьирование геометрических параметров как РК, так и НА ступени. Кроме того, все расчеты выполняются в системе нескольких предыдущих и последующих ступеней многоступенчатого компрессора, с целью учета эффектов их взаимного влияния. В качестве целевых функций используются:

1. Максимум КПД ступени:

$$F_1 = \eta_{ст}^*. \quad (3)$$

2. Минимизация функции, определяющей скорость изменения числа Маха вдоль спинки профиля в нескольких сечениях по высоте пера лопатки (для обеспечения равномерного распределения скорости вдоль профиля):

$$F_2 = \int_{M_{\max \text{ сп}}}^1 \left(\frac{d^2 M_{\text{сп}}(s)}{ds^2} \right)^2 ds, \quad (4)$$

где s - длина средней линии сечения профиля.

3. Минимизация функций, определяющих равномерность распределения скоростей по шагу на выходе из межлопаточных каналов решетки в нескольких сечениях по высоте пера лопатки:

$$F_3 = \int_0^t \left(\frac{dM}{ds} \right) dt; \quad F_4 = \int_0^t \left(\frac{d^2 M}{ds^2} \right) dt, \quad (5)$$

где t - шаг решетки на выходе.

Формирование твердотельной модели профиля пера лопатки, построение сеточных поверхностей, расчет трехмерного вязкого сжимаемого течения выполняются автоматически с помощью программного комплекса ANSYS CFX. Основные настройки решателя (при построении сетки, задании граничных условий) рассмотрены в работе [12].

3. Экспериментальные исследования

С целью экспериментальной проверки эффективности разработанного симплекс-метода прямой оптимизации лопаточных венцов ступени компрессора, на стенде статических продувок ГП НПКГ "Зоря"-Машпроект (рис. 3) были исследованы характеристики решетки выходного спрямляющего аппарата (ВСА) компрессора низкого давления стационарного ГТД с оптимизированным профилем, особенностью которого являлся большой угол изгиба ($\theta=60^\circ$). Варьируемыми переменными при этом являлись форма средней линии и распределение толщины профиля вдоль средней линии. Целевой функцией являлся коэффициент восстановления полного давления в решетке.

Модель препарировалась датчиками для измерения параметров потока (рис. 3) в сечениях: I-I на входе в решетку (измерялось избыточное полное давление двумя вертикальными семиточечными гребенками); II-II на входе в решетку (измерялось статическое давление девятью приемниками); III-III на выходе из решетки (измерялось статическое давление десятью приемниками); IV-IV, на выходе из решетки. В процессе испытаний проводилось траверсирование проточной части модели вдоль фронта решетки комбинированным пневмонасадком и шаговой гребенкой приемников полного давления. При обработке результатов средние значения величин

измеряемых параметров определялись интегрированием в пределах одного шага.

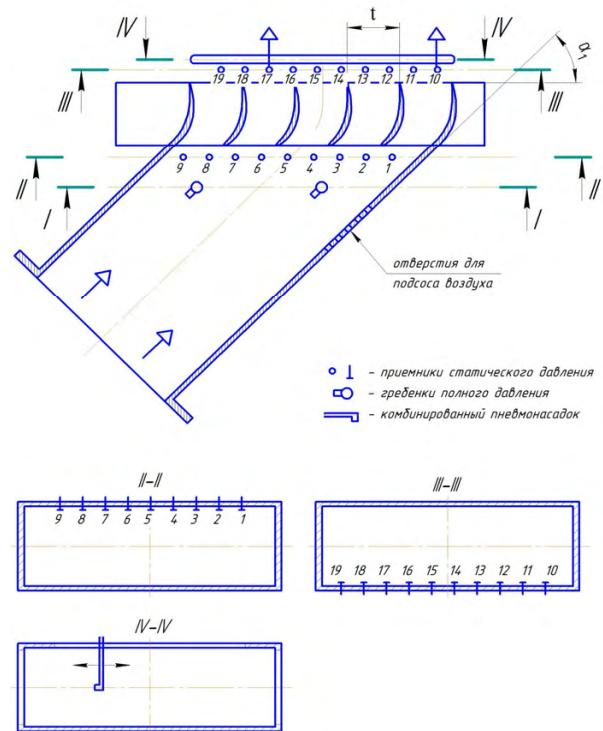


Рис. 3. Схема экспериментальной установки для продувки моделей ВСА

В результате исследований было установлено, что в оптимизированной решетке профилей коэффициент гидравлического сопротивления уменьшился на $(1,4...5,3)\%$ (абс.) по отношению к исходному варианту в диапазоне углов атаки $i = (-14)^\circ \div (+6)^\circ$. При этом закомочный след от лопатки стал более узким (рис. 4), что выразилось в увеличении среднеинтегрального по шагу коэффициента восстановления полного давления: $\sigma_{\text{ср}} = 0,988$ в оптимизированной решетке, против $\sigma_{\text{ср}} = 0,977$ в исходной решетке профилей (рис. 5).

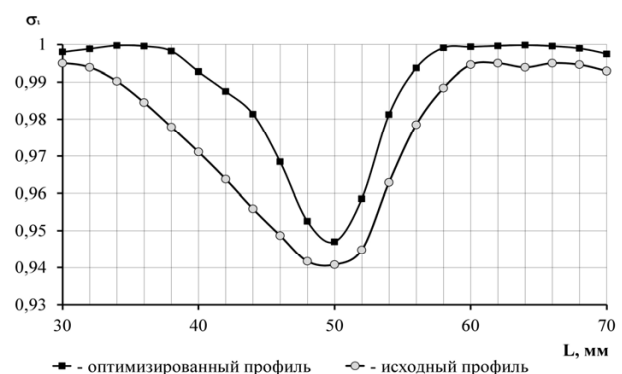


Рис. 4. Сопоставление коэффициентов восстановления полного давления в среднем сечении по высоте проточной части для исходной и оптимизированной решетки профилей по шагу, на расчетном режиме $\lambda=0,53$

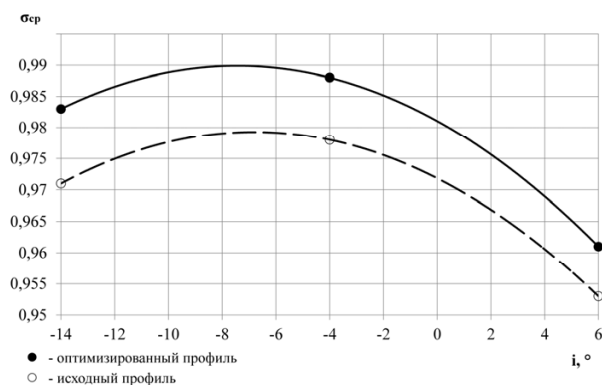


Рис. 5. Сопоставление коэффициентов восстановления полного давления модели для исходной и оптимизированной решетки профилей при различных углах атаки на расчетном режиме работы

4. Расчетные исследования

Предложенный метод аэродинамического совершенствования лопаточных венцов ступени компрессора на основе ЦКП и оптимизации по поверхности отклика апробировался при доводке первых двух ступеней компрессора стационарного малоразмерного ГТД [19]. Процесс оптимизации выполнялся последовательно, для каждой из ступеней компрессора. Профиль пера лопатки как РК, так и НА ступени задавался 7-ью сечениями по высоте. Основными варьируемыми переменными являлись: тангенциальный навал профиля пера лопатки РК, НА, а также S-образность каждого из 7-ми сечений как РК, так и НА (рис. 6).

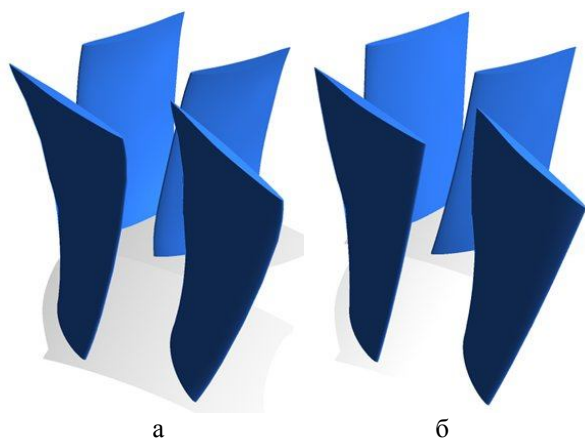


Рис. 6. Вид лопаточных венцов ступени компрессора оптимизированного (а) и исходного (б) вариантов

Целевой функцией являлся изоэнтальпический КПД ступени, а также равномерность распределения скоростей по шагу на выходе из межлопаточных каналов решетки, при фиксированном диапазоне возможного изменения коэффициентов расхода и напора. В результате оптимизации изоэнтальпический КПД первой ступени возрос на 1,0% (рис. 7, а),

а КПД второй ступени на 1,1% (рис. 7, б). При этом КПД группы ступеней (1-3) повысился на (0,9)% (рис. 8).

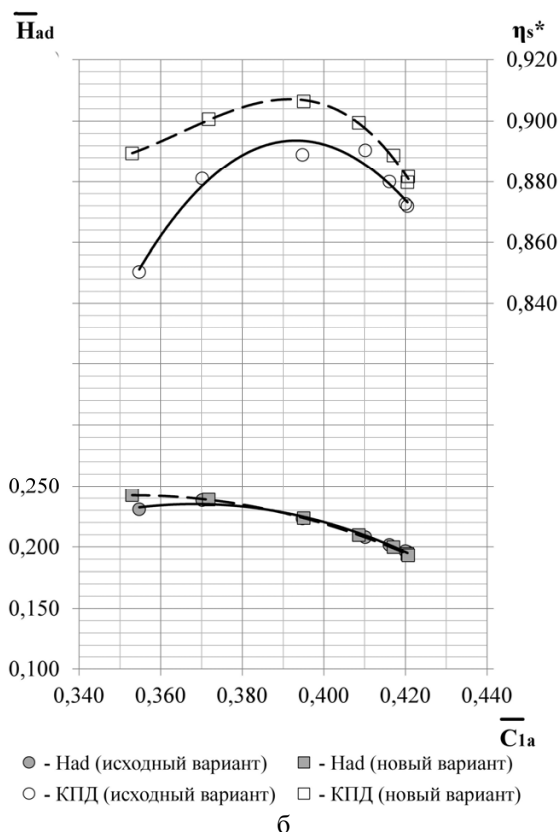
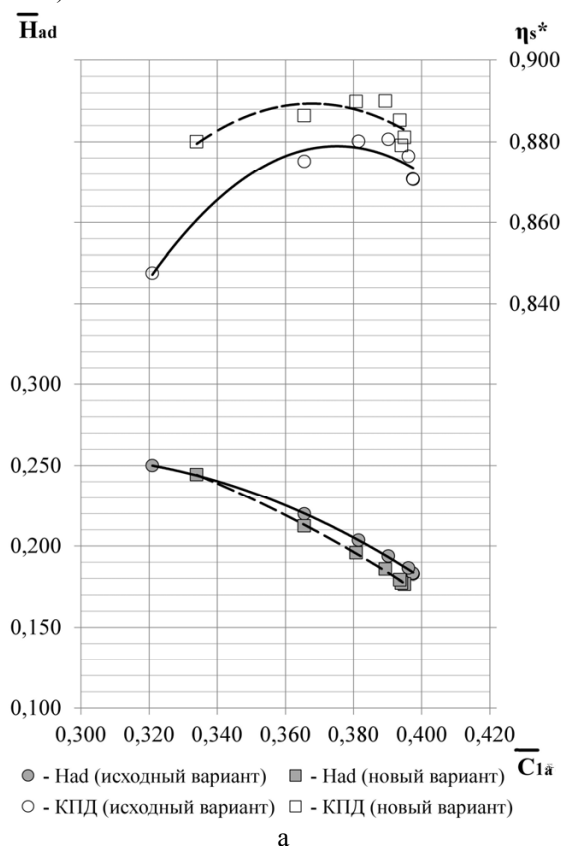


Рис. 7. Расчетные характеристики 1-й (а) и 2-й (б) ступеней

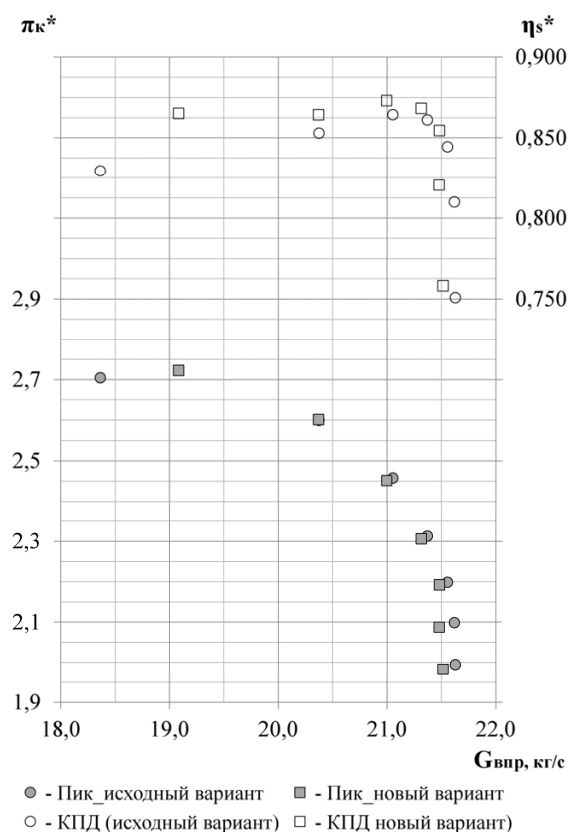


Рис. 8. Расчетные характеристики группы (1-3) ступеней

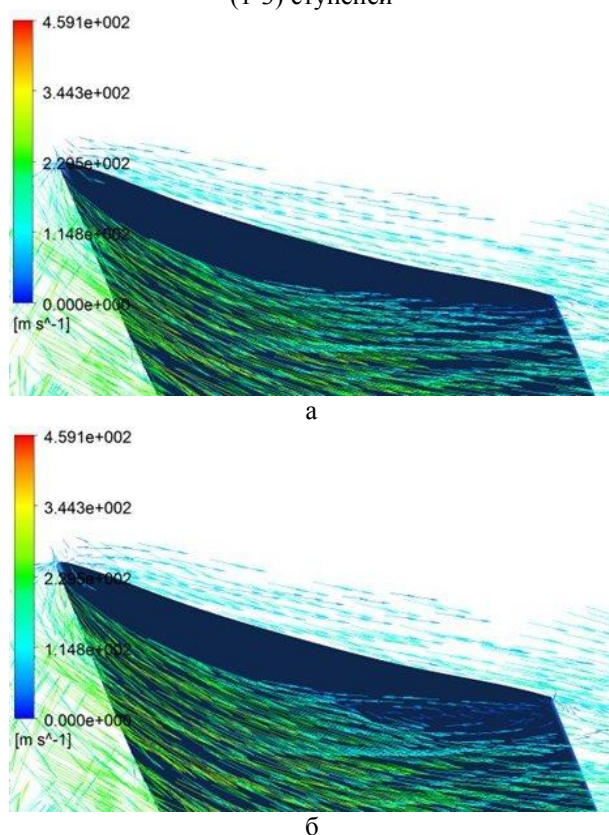


Рис. 9. Распределение векторов скорости в межлопаточном канале НА первой ступени в периферийной части профиля в оптимизированном (а) и исходном (б) варианте

Указанное повышение эффективности достигается как за счет снижения профильных, так и концевых потерь. Отличительной особенностью полученных профилей РК и НА является S-образность по выходной кромке, наряду с парусностью РК, навалом лопаток НА.

Результаты, выраженные в уменьшении отрывов потока в концевых сечениях НА, приведены на рис. 9, 10.

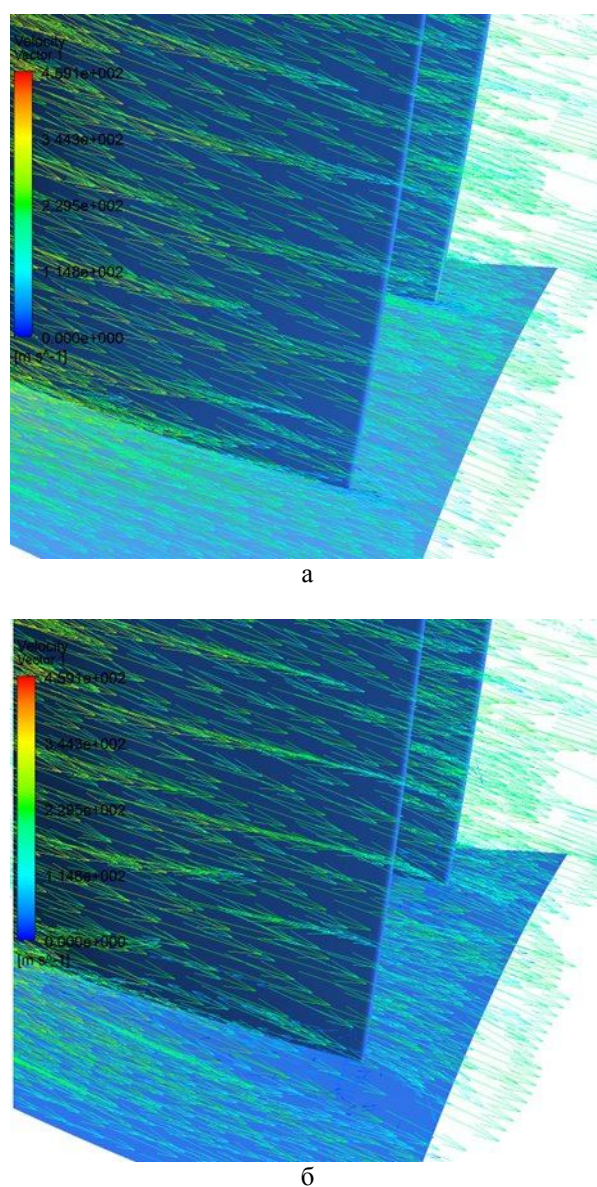


Рис. 10. Распределение векторов скорости в межлопаточном канале НА второй ступени во втулочной части профиля в оптимизированном (а) и исходном (б) варианте

Заключение

1. Разработан метод аэродинамического совершенствования лопаточных венцов ступени ком-

прессора на основе симплекс-метода прямой оптимизации, а также ЦКП и оптимизации по поверхности отклика, с использованием программного комплекса расчета трехмерного вязкого течения ANSYS CFX.

2. В результате экспериментальных исследований оптимизированной решетки профилей было установлено, что коэффициент гидравлического сопротивления в ней уменьшился на (1,4...5,3)% в диапазоне углов атаки $\alpha = (-14)^\circ \div (6)^\circ$, по сравнению с исходной решеткой.

3. Впервые выполнено аэродинамическое совершенствование лопаточных венцов компрессора на основе ЦКП и оптимизации по поверхности отклика, для получения пространственной формы профиля пера лопатки с навалом и S-образностью по высоте, с учетом эффектов взаимного влияния РК и НА. Это позволило повысить изоэнтропический КПД группы первых трех ступеней компрессора стационарного ГТД на (0,9)%.

Литература

1. Двигатели 1944-2000: Авиационные, ракетные, морские, промышленные. Технико-экономическая база данных. Энциклопедия по двигателям [Текст] / Иллюстрированный справочник / под ред. И.Г. Шустова. – М.: АКС-Конверсалт, 2000. – 394 с.
2. Denton, J. The effects of lean and sweep on transonic fan performance [Text] / J. D. Denton, L. Xu // ASME paper GT2002-30327. – 10 p.
3. Biollo, R. Aerodynamic behaviour of a novel three-dimensional shaped transonic compressor rotor blade [Text] / R. Biollo, E. Benini // ASME paper GT2008-51397. – 12 p.
4. Гостелов, Дж. Аэродинамика решеток турбомашин [Текст]: пер. с англ. / Дж. Гостелов. – М.: Мир, 1987. – 385 с.
5. Effect of Leading-Edge Geometry on Separation Bubble on a Compressor Blade [Text] / H. Liu, B. Liu, L. Li, H. Jiang // ASME paper GT2003-38217. – 9 p.
6. Gbadebo, S. Influence of Surface Roughness on Three-Dimensional Separation in Axial Compressors [Text] / S. Gbadebo, T. Hynes, N. Cumpsty // ASME paper GT2004-53619. – 11 p.
7. Зангер. Использование методов оптимизации при проектировании компрессоров с управляемой локальной диффузорностью межлопаточных каналов [Текст] / Зангер // Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1983. – Т.105. – №2. – С. 14-21.
8. Исследование компрессорных решеток с управляемой формой средней линии профиля [Текст] / В.С. Бекнев, С.Е. Василенко, М.Ю. Сорокалетов, Р.З. Тумашев, М.А. Шаровский // Теплоэнергетика. – 1997. – №4. – С. 38-42.
9. Иноуэ. Трёхмерная структура и затухание вихрей за осевой вращающейся решёткой лопаток [Текст] / Иноуэ, Куроумару // Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1984. – Т.106, №3. – С. 21-29.
10. Еришов, С.В. Математическое моделирование трехмерных вязких течений в турбомашинах современный взгляд [Текст] / С.В. Еришов // Проблемы машиностроения. – 1998. – Т. 1, № 2. – С. 76-93.
11. Кампсти, Н. Аэродинамика компрессоров [Текст]: пер. с англ. / Н. Кампсти. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
12. Шелковский, М.Ю. Верификация программного комплекса ANSYS CFX для численного анализа трехмерного вязкого течения в компрессоре [Текст] / М.Ю. Шелковский // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 3/10 (57). – С. 60-65.
13. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин [Текст]: моногр. / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Еришов, А.В. Русанов, С.Д. Северин. – Х.: НТУ “ХПИ”, 2002. – 356 с.
14. ANSYS CFX [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ansys.com/products/fluid-dynamics/cfx>. – 3.06.2013.
15. Комиссаров, Г.А. Методика газодинамического расчета осевого компрессора [Текст] / Г.А. Комиссаров, В.М. Микиртичан, М.В. Хайт. – М.: ЦИАМ им. П.И. Баранова. – 1961. – 132 с.
16. Шелковский, М.Ю. Параметрическое исследование газодинамических характеристик компрессорных решеток [Текст] / М.Ю. Шелковский, // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 7 (94). – С. 95–106.
17. Герасименко, В.П. Математические методы планирования испытаний воздушно-реактивных двигателей [Текст]: учеб. пособие / В.П. Герасименко. – Х.: ХАИ, 1982. – 105 с.
18. Расчет суммарных газодинамических характеристик компрессоров по идентифицированной модели с использованием CFD-технологий / В.Е. Спицын, М.А. Шаровский, А.В. Ивченко, Е.А. Токарева, М.Ю. Шелковский // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 4/5 (40). – С. 37-41.
19. Расчетно-экспериментальное исследование осецентрибежного компрессора со специальным профилированием лопаточных венцов [Текст] / М.А. Шаровский, М.Ю. Шелковский, Е.А. Токарева, А.В. Ивченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – №9 (76). – С. 34–40.

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой В.Д. Борисенко, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев.

МЕТОД АЕРОДИНАМІЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ ЛОПАТКОВИХ ВІНЦІВ КОМПРЕСОРА

М.Ю. Шелковський

У даній роботі розглянуто метод аеродинамічного вдосконалення лопаткових вінців компресора, на основі симплекс-методу прямої оптимізації, а також із використанням центрального композиційного планування та подальшої оптимізації по поверхні відгуку. Для розрахунків тривимірної в'язкої течії застосовується програмний комплекс ANSYS CFX. Розглянуто основні результати розрахунків характеристик різних компресорних решіток із оптимальним профілюванням лопаткових вінців. Експериментальні дослідження підтвердили ефективність розробленого методу.

Ключові слова: компресор, оптимізація, середня лінія, навал, характеристика, коефіцієнт втрат.

AERODYNAMIC OPTIMIZATION METHOD OF COMPRESSOR BLADE VANES

M.Yu. Shelkovsky

This paper presents a method of aerodynamic improving of compressor blade vanes, based on the simplex method of direct optimization, as well as using a central composite planning and further optimization of the response surface. For the calculation of three-dimensional viscous compressible flow software package ANSYS CFX was used. The main results of different characteristics calculations of compressor vanes with optimal profiling blade rows are considered. Experimental studies have confirmed the effectiveness of the developed method.

Key words: compressor, optimization, middle line, lean, characteristic, loss coefficient.

Шелковский Михаил Юрьевич – инженер 1 категории сектора газодинамики отдела компрессоров ЦНИОКР ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

УДК 621.438-226.2:536.24

В.Ю. ПЕТЕЛЬЧИЦ¹, А.А. ХАЛАТОВ^{2,3}, Д.Н. ПИСЬМЕННЫЙ¹,
Ю.Я. ДАШЕВСКИЙ¹¹ ГП НПКГ «Зоря» – «Машипроект», Николаев, Украина² Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина³ Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, Украина

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ RANS МОДЕЛИРОВАНИЯ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Представлены результаты численного моделирования в ANSYS CFX пленочного охлаждения плоской пластины при однорядной системе цилиндрических отверстий и сравнение их с экспериментальными данными. Путем корректировки констант выполнена адаптация SST модели турбулентности, позволяющая повысить достоверность результатов расчета эффективности пленочного охлаждения. Исследование влияния адаптации модели турбулентности на расчет теплообмена показало, что рекомендованное уменьшение турбулентного числа Прандтля до 0,4 приводит к значительному завышению расчетной интенсивности теплоотдачи. В связи с этим рассмотрен подход выполнения локального изменения турбулентного числа Прандтля лишь вблизи отверстия выпуска воздуха.

Ключевые слова: охлаждаемая лопатка, пленочное охлаждение, численное моделирование, SST модель турбулентности, теплообмен.

Введение

Применение CFD моделирования для расчета температурного состояния охлаждаемых лопаток турбин потребовало проведения большого количества верификационных расчетов, позволяющих выбрать наиболее адекватные модели турбулентности для расчетов различных элементов систем охлаждения (струйное охлаждение, микрооребрение и т.п.), а также для определения интенсивности теплообмена по профилю лопатки со стороны газа. В то же время для пленочного охлаждения, широко используемого в лопатках первых ступеней турбины, применение CFD моделирования на данный момент отработано недостаточно.

Обзор литературы показал, что вопросу выбора модели турбулентности для моделирования пленочного охлаждения в настоящее время уделяется большое внимание, но результаты приведенных исследований весьма противоречивы. Так, например, в работе [1], получено хорошее соответствие результатов расчетов с экспериментальными данными, в то время как в ряде работ, например [2, 3], отмечается, что применение RANS моделей турбулентности (дополняющих осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса) не позволяет с достаточной степенью точности определить эффективность пленочного охлаждения. Отсутствие альтернативы применения таких моделей в инженерных задачах привело к тенденции повышения точности CFD-

расчетов пленочного охлаждения за счет корректировки настроек (констант) моделей турбулентности.

Целью настоящей работы является разработка методологии, позволяющей повысить точность RANS моделирования пленочного охлаждения на основе верификации результатов CFD-расчетов по экспериментальным данным.

1. Экспериментальные данные и расчетная модель

В качестве экспериментальных данных в работе использованы представленные в [4] результаты исследований осредненной в поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения на плоской пластине за однорядной системой цилиндрических отверстий. Результаты этих исследований имеют фундаментальный характер, и на них базируется ряд расчетных методик. Из большого объема исследований [4] для моделирования выбран вариант с наиболее типичным для охлаждаемых лопаток относительным шагом отверстий $t/d = 3$, углом наклона отверстий к охлаждаемой поверхности $\alpha = 30^\circ$, отношением плотностей вдуваемого и основного потоков $\rho_v/\rho_\infty = 1,8$, и три характерных значения параметра вдува, определенного как отношение массовых скоростей вдуваемого и основного потоков, $m = 0,5; 1,0; 1,4$. Для анализа использована осредненная в поперечном направлении эффективность пленочного охлаждения:

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{aw}}{T_{\infty} - T_b}, \quad (1)$$

где T_{∞} , T_b – полные температуры основного потока (газа) и вдуваемого потока (охлаждающего воздуха), соответственно,

T_{aw} – адиабатическая температура стенки (защищаемой поверхности).

В соответствии с геометрией экспериментальной установки (диаметр отверстий $d = 5$ мм, относительная длина отверстия $l/d = 6$) в программном комплексе ANSYS CFX 14.5 была создана расчетная модель шириной равной одному шагу отверстий, для которой с помощью ANSYS ICEM CFD 14.5 была создана гексаэдрическая расчетная сетка с суммарным количеством элементов 2,1 млн. (рис. 1).

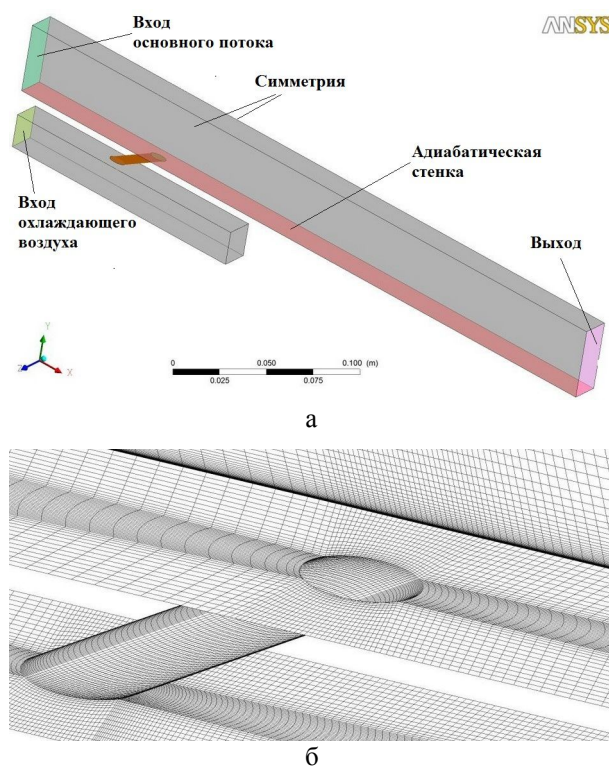


Рис. 1. Расчетная модель (а) и фрагмент расчетной сетки (б)

В качестве граничных условий заданы параметры, соответствующие условиям проведения эксперимента:

- массовая скорость основного потока на входе 56,2 кг/(с·м²);
- статическое давление основного потока на выходе 0,12 МПа;
- степень турбулентности основного потока на входе 1,5 %;
- температуры основного и вдуваемого потоков 277 °С и 32 °С, соответственно.

Расход вдуваемого воздуха задавался в соответствии с рассматриваемым параметром вдува.

2. Расчет по стандартным моделям турбулентности

Наиболее часто используемые для расчетов тепловых задач являются RANS модели турбулентности k-ε, RNG k-ε, k-ω и SST. Полученные в результате расчетов с этими моделями турбулентности со значениями констант по умолчанию (стандартными моделями турбулентности) распределения осредненной в поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения η в сравнении с экспериментальными данными [4] представлены на рис. 2.

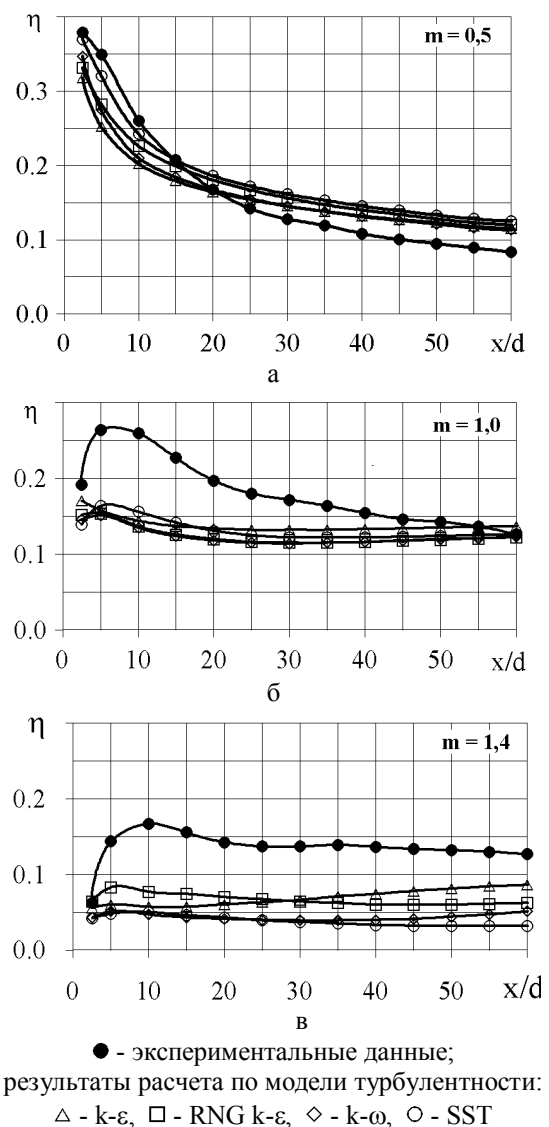


Рис. 2. Сравнение результатов расчета по различным моделям турбулентности с экспериментальными данными при $m=0,5$ (а); 1,0 (б); 1,4 (в)

Можно отметить, что все рассмотренные модели турбулентности при параметрах вдува 0,5 и 1,0 обеспечивают достаточно близкие между собой результаты расчета. При $m = 1,4$ различие в результатах расчета по разным моделям возрастает. При

этом, если при $m = 0,5$ характер результатов расчета близок к экспериментальным данным, то при $m = 1,0$ и $1,4$ результаты расчета по всем моделям значительно занижены.

Далее рассмотрены результаты расчета по SST модели турбулентности, как наиболее типичной для большинства задач моделирования.

При $m = 0,5$ расчетная эффективность пленочного охлаждения на участке x/d от 2,5 до 15 хорошо согласуется с экспериментальными данными. На большем удалении от места выпуска воздуха результаты расчета получаются завышенными, и при x/d более 30 разность между расчетом и экспериментом достигает 0,04.

При $m = 1,0$ отклонение результатов расчета от эксперимента намного больше, и при $x/d = 10$ достигает 0,1. При этом результаты расчета получаются заниженными, а максимальное отличие имеет место при малых значениях x/d (на начальном участке), в то время как при $x/d = 60$ результаты расчетов совпадают с экспериментальными данными.

При $m = 1,4$ результаты расчета показывают отрыв струи от охлаждающей поверхности (что по экспериментальным данным происходит при $m > 2,0$) и на всей рассматриваемой длине пластины эффективность пленочного охлаждения не превышает 0,05, при том, что по экспериментальным данным эта величина при $x/d = 5...60$ составляет 0,13...0,17. Результаты расчета эффективности пленочного охлаждения, полученные при использовании других моделей турбулентности несколько выше, чем для SST модели, но отличие этих результатов расчета от экспериментальных данных, тем не менее, остается значительным.

Подобное расхождение было получено и в работах [2, 4], и вызвано недостаточным учетом турбулентного перемешивания струи охлаждающего воздуха с основным потоком (размытием струи), а также отрывом струи даже при малых параметрах вдува в результатах расчета.

Среди причин некорректного моделирования пленочного охлаждения при использовании рассмотренных моделей турбулентности в литературе чаще всего отмечается, что эти модели базируются на изотропии турбулентной вязкости, что в некоторых случаях некорректно. В связи с этим в работе рассмотрено применение моделей турбулентности типа Reynolds stress (RS), учитывающих анизотропию турбулентной вязкости, а также позволяющих исключить необходимость задания турбулентного числа Прандтля, вследствие его определения при дополнительном учете анизотропии турбулентной диффузии.

На рис. 3 представлены результаты расчета эффективности пленочного охлаждения с использо-

ванием BLS RS модели турбулентности относящейся к классу $k-\omega$ моделей, SSG RS и LRR RS моделей турбулентности, относящихся к классу $k-\epsilon$. В дополнение к расчету по этим трем моделям при постоянном турбулентном числе Прандтля 0,9, приведены результаты расчета по моделям турбулентности SSGRS и LRRRS с учетом анизотропии диффузии (AD).

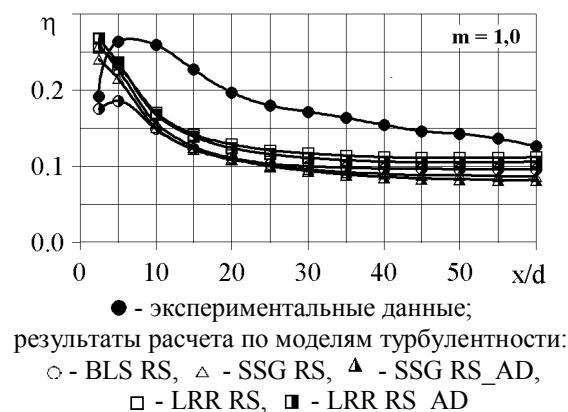


Рис. 3. Сравнение результатов расчета с Reynolds stress моделями турбулентности с экспериментальными данными при $m = 1,0$

Как видно из рисунка результаты расчета с использованием Reynolds stress моделей турбулентности также существенно отличаются от экспериментальных данных и близки к ранее рассмотренным моделям турбулентности. Учет анизотропии диффузии, реализованный в этих моделях, не значительно сказывается на результатах расчетов. Таким образом, при расчете пленочного охлаждения применение этих моделей турбулентности не имеет преимуществ перед более простыми моделями, в частности SST.

С учетом того, что при современном уровне температуры газа погрешность определения эффективности пленочного охлаждения порядка 0,1 приводит к погрешности в определении адиабатической температуры стенки более чем на 100°C , применение стандартных моделей турбулентности для исследования эффективности пленочного охлаждения и CFD моделирования лопаток ГТД с конвективно-пленочным охлаждением недостаточно корректно и требует их адаптации.

Для дальнейшего исследования и выполнения адаптации была выбрана SST модель турбулентности. Эта модель достаточно корректно отражает картину течения вблизи места выпуска охлаждающего воздуха, а также позволяет более достоверно получить осредненное в поперечном направлении значение эффективности охлаждения, имеющее большее практическое значение, в то время как, на-

пример, результаты расчета с k - ε моделью турбулентности ближе к экспериментальным данным вдоль центральной линии, проходящей через ось отверстия [2]. Кроме этого SST модель более корректно отражает распределение интенсивности теплоотдачи по контуру профиля лопатки, особенно вблизи входной кромки, что особенно важно для решения сопряженных задач.

3. Адаптация модели турбулентности SST

Уравнения сохранения кинетической энергии турбулентных пульсаций (k) и ее удельной диссипации (ω) в модели турбулентности SST могут быть записаны в виде [5]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = \min(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, c_1 \varepsilon) - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right), \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \omega)}{\partial x_i} = \frac{\gamma}{v_t} \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right) + (1 - F_1) 2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}. \quad (3)$$

Обзор литературы и ряд вариантов (тестовых) расчетов показали, что наибольшее влияние на результаты расчета эффективности пленочного охлаждения имеет турбулентное число Прандтля (Pr_t) и константа β^* . Константа β^* , как видно из уравнения, определяет диссипацию кинетической энергии, и ее уменьшение позволяет увеличить степень турбулентности и, следовательно, турбулентное перемешивание струи. Влияние турбулентного числа Прандтля определяющего связь турбулентной теплопроводности (тепловой диффузии) с турбулентной вязкостью (μ_t) на результаты моделирования пленочного охлаждения подробно описано в [6]. Стандартной моделью турбулентности SST (по умолчанию) определены значения $Pr_t = 0,9$ и $\beta^* = 0,09$.

Выполненные в рамках настоящей работы варианты расчеты показали, что изменение Pr_t и β^* не позволяет исключить отрыв струи от охлаждающей поверхности при $m > 1$. В связи с этим в работе было рассмотрено увеличение с 0,31 до 0,5 константы a_1 , определяющей соотношение турбулентной вязкости, а следовательно и сдвиговых напряжений с кинетической энергией:

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad (4)$$

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; \sqrt{2} S F_2)}. \quad (5)$$

Дальнейшее увеличение константы a_1 (выше 0,5) не приводит к изменению результатов расчета, по всей видимости, из-за ограничения величины сдвиговых напряжений, реализованного в модели турбулентности SST.

В настоящей работе при $a_1 = 0,5$ было выполнено моделирование пленочного охлаждения при изменении турбулентного числа Прандтля в диапазоне от 0,4 до 0,9 и константы β^* в диапазоне от 0,05 до 0,12 для всех трех параметров вдува. На основании результатов расчета была определена величина среднего квадрата отклонения расчетной эффективности пленочного охлаждения от экспериментальных данных:

$$\delta = \frac{1}{15} \sum_m \sum_{x/d} (\eta_{\text{расч}} - \eta_{\text{эксп}})^2, \quad (6)$$

$m = 0,5, 1,0, 1,4$; $x/d = 5, 10, 20, 35, 55$.

Изолинии отклонения δ при изменении Pr_t и β^* исследуемых диапазонах приведены на рис. 4.

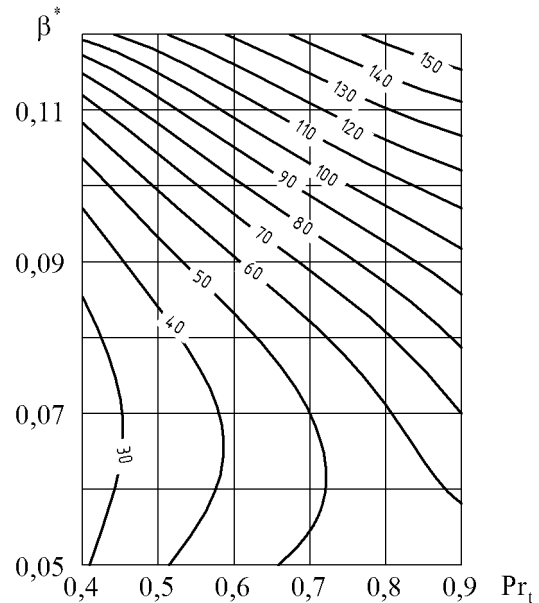
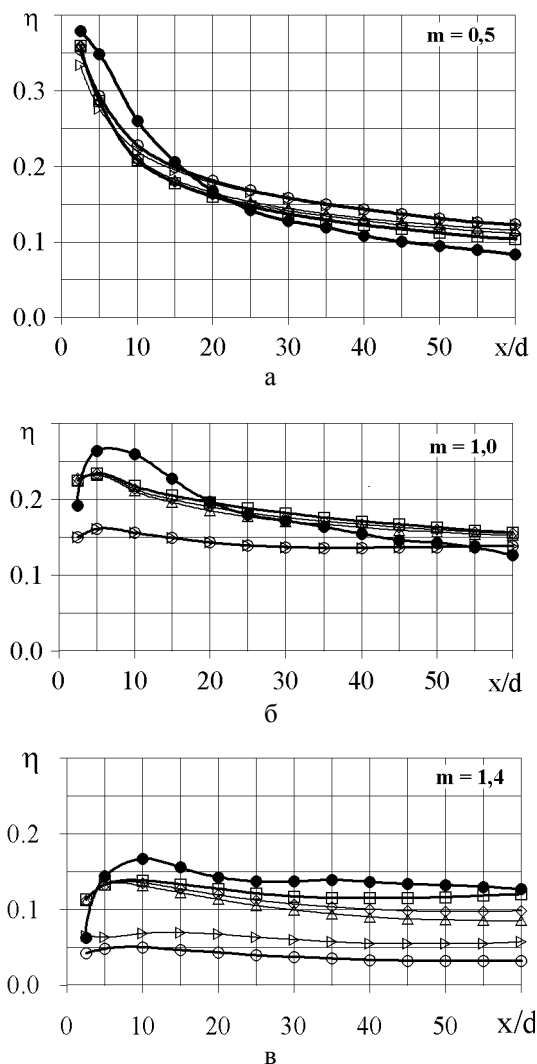


Рис. 4. Влияние Pr_t и β^* на средний квадрат отклонения ($\delta \cdot 10^{-4}$) результатов расчета от экспериментальных данных

Как видим из рисунка, минимальное отклонение результатов расчета от экспериментальных данных имеет место при уменьшении Pr_t до 0,4 и уменьшении β^* до 0,07. При этом изменение константы β^* при $Pr_t = 0,4$ слабо влияет на среднеквадратичное отклонение, несмотря на существенное ее влияние при $Pr_t = 0,9$, что делает ее уменьшение нецелесообразным. Необходимость уменьшения турбулентного числа Прандтля для расчета пленочного

охлаждения подтверждается данными [7] о том, что его значение для слоев смешения, имеющих место в данной задаче, составляет примерно 0,5, при том, что для течения вдоль стенки его значение близко к 0,9, (заданного в модели турбулентности по умолчанию).

Результаты расчета распределения эффективности пленочного охлаждения с использованием адаптированной модели турбулентности (при $a_1 = 0,5$, $Pr_t = 0,4$ и $\beta^* = 0,09$) в сравнении с экспериментальными данными [4] приведены на рис. 5.



● - экспериментальные данные;
результаты расчета по модели турбулентности SST:
○ - без адаптации, □ - с адаптацией;
с переменным Pr_t : ▷ - вар. 1, △ - вар. 2, ◇ - вар. 3

Рис. 5. Сравнение результатов расчета с SST моделью турбулентности с экспериментальными данными при $m=0,5$ (а); 1,0 (б); 1,4 (в)

Как видно из рис. 5 адаптированная SST модель турбулентности дает возможность получить

результаты расчета близкие к экспериментальным данным при всех рассмотренных параметрах вдува. Для $m = 0,5$ максимальное расхождение результатов расчета от экспериментальных данных составляет 0,07 лишь на участке x/d от 5 до 10. Для $m = 1,0$ максимальное отклонение также имеет место на участке x/d от 5 до 10 и составляет 0,04. Для $m = 1,4$ максимальное отклонение составляет 0,03 в точке $x/d = 10$.

При этом, в отличие от результатов расчета со стандартной моделью, отмеченные отличия имеют место на участках малой продолжительности, а в целом по длине результаты расчета существенно ближе к экспериментальным данным. Это свидетельствует о возможности использования такой модели для исследования эффективности пленочного охлаждения.

4. Моделирование теплообмена с адаптированной моделью турбулентности SST

Для контроля корректности расчета интенсивности конвективного теплообмена, в случае использования предложенного изменения параметров модели турбулентности, что особенно важно при решении сопряженных задач, были выполнены CFD-расчеты течения воздуха в круглой трубе со стандартной моделью турбулентности SST и при изменении ее констант. Расчет течения в трубе выполнен при числах Рейнольдса равных 20000 и 80000. По результатам расчета анализировалась интенсивность теплоотдачи, выраженная числом Нуссельта, на расстоянии 50 диаметров трубы от входа (на участке стабилизированного теплообмена).

Полученные в результате расчетов со стандартными настройками модели турбулентности числа Нуссельта достаточно близки к значениям, определенным по зависимости Диттуса-Болтера, что свидетельствует о достоверности полученных результатов. Изменение коэффициента a_1 практически не сказывается на результатах расчета числа Нуссельта. В тоже время уменьшение турбулентного числа Прандтля до 0,4 привело к значительному увеличению числа Нуссельта (на 88 % при $Re = 80000$).

Таким образом, несмотря на соответствие результатов расчета эффективности пленочного охлаждения, принятое изменение констант SST модели турбулентности приводит к существенным погрешностям определения интенсивности конвективного теплообмена. Это свидетельствует о необходимости для решения сопряженных задач поиска компромиссного варианта применения адаптированной модели турбулентности SST.

5. Использование переменного турбулентного числа Прандтля

Компромиссным вариантом применения адаптированной модели турбулентности SST является задание в ней турбулентного числа Прандтля как функции параметров потока или координат.

Попытка задания зависимости турбулентного числа Прандтля от скорости потока, обеспечивающей $Pr_t = 0,4$ в основном потоке и $Pr_t = 0,9$ в пограничном слое, не позволила одновременно обеспечить хорошую сходимость с экспериментальными данными по теплообмену и эффективности пленочного охлаждения.

В альтернативу этому была рассмотрена зависимость турбулентного числа Прандтля от координат, а именно разделение расчетной области двумя полусферами радиусами R_1 и R_2 на три зоны, как показано на рис. 6.

Внутри полусферы R_1 (при $R < R_1$) определено $Pr_t = 0,4$, вне полусферы R_2 (при $R > R_2$) определено $Pr_t = 0,9$, а в пространстве между полусферами турбулентное число Прандтля изменяется от 0,4 до 0,9 линейно от расстояния до отверстия.

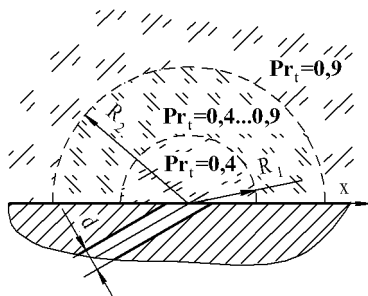


Рис. 6. Разбиение расчетной области на зоны с разными значениями Pr_t

В работе рассмотрено три варианта с разными размерами зоны перехода:

- вариант 1: $R_1 = d$, $R_2 = 2d$;
- вариант 2: $R_1 = 3d$, $R_2 = 6d$;
- вариант 3: $R_1 = 5d$, $R_2 = 10d$.

Результаты расчета при задании указанного изменения турбулентного числа Прандтля приведены на рис. 5 вместе с результатами расчета по стандартной и адаптированной моделями турбулентности SST.

Получено, что даже при локализации зоны с уменьшенным до 0,4 турбулентным числом Прандтля на расстоянии $3d$ от центра отверстия выпуска воздуха результаты расчета близки к результатам расчета по адаптированной модели турбулентности при всех рассмотренных параметрах вдува.

Таким образом, данный подход позволяет при некотором завышении интенсивности тепло-

обмена вблизи отверстий выпуска воздуха обеспечить достоверные результаты расчета эффективности пленочного охлаждения и интенсивности теплоотдачи уже на некотором удалении от этих отверстий.

Выводы

1. Настоящая работа показала, что наиболее часто используемые для тепловых задач модели турбулентности k-ε, RNG k-ε, k-ω и SST не позволяют получить достоверные результаты расчета эффективности пленочного охлаждения, особенно при коэффициентах вдува больших 0,5. Причиной большого отличия результатов расчета от экспериментальных данных является недостаточный учет турбулентного перемешивания струи с основным потоком и отрыв струи от охлаждаемой поверхности.

2. Применение моделей турбулентности типа Reynolds stress, учитывающих анизотропию турбулентной вязкости и турбулентной диффузии, не позволяет получить соответствие результатов моделирования экспериментальным данным.

3. Адаптация модели турбулентности SST, а именно увеличение константы a_1 с 0,31 до 0,5 и уменьшение турбулентного числа Прандтля с 0,9 до 0,4, позволила получить приемлемую точность расчета при x/d от 0 до 60 во всем исследуемом диапазоне параметра вдува. Для $m = 0,5$ максимальное расхождение результатов расчета от экспериментальных данных составляет 0,07, для $m = 1,0$ – 0,04, а для $m = 1,4$ – 0,03. При этом, отмеченные отличия имеют место на участках малой продолжительности.

4. Указанное изменение констант SST модели турбулентности привело к значительному завышению результатов расчета интенсивности конвективного теплообмена (на 88 % при $Re = 80000$), что свидетельствует о неприменимости предложенной адаптации для выполнения расчета лопаток в сопряженной постановке, с учетом как внешнего (пленочного) так и внутреннего (конвективного) охлаждения.

5. Компромиссным вариантом, с точки зрения обеспечения достоверности определения эффективности пленочного охлаждения и интенсивности теплоотдачи, является местное (вблизи отверстий вдува воздуха) уменьшение турбулентного числа Прандтля до 0,4, при сохранении его значения 0,9 в остальной расчетной области.

Литература

1. Lee, K. Numerical analysis of film-cooling performance and optimization for a novel shaped film-

cooling hole [Text] / K. Lee, S. Kim, K. Kim. // ASME Paper №GT2012-68529. – 2012. – 11 p.

2. Harrison, K. Comparison of RANS turbulence models for prediction of film cooling performance [Text] / K. Harrison, D. Bogard // ASME Paper №GT2008-51423. – 2008. – 10 p.

3. Mathew, S. Evaluation of CFD predictions using thermal field measurements on a simulated film cooled turbine blade leading edge [Text] / S. Mathew, S. Ravelli, D. Bogard // ASME Paper №GT2011-46619. – 2011. – 10 p.

4. Baldauf, S. Correlation of film cooling effectiveness from thermographic measurements at engine

like conditions [Text] / S. Baldauf, M. Scheurlen // ASME Paper №GT2002-30180. – 2002. – 14 p.

5. Heat transfer predictions using advanced two-equation turbulence models [Электронный ресурс] / W. Vieser, T. Esch, F. Menter. – Режим доступа: <http://www.software.aeat.com/cfx.html>. – 31.05.2013.

6. Liu, C. Effect of turbulent Prandtl number on the computation of film-cooling effectiveness [Text] / C. Liu, H. Zhu, J. Bai // International journal of Heat and Mass Transfer №51 – 2008. – P. 8-18.

7. Белов, И.А. Моделирование турбулентных течений [Текст] / И.А. Белов, С.А. Исаев. – СПб.: СПТУ, 2001. – 109 с.

Поступила в редакцию 31.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Д. Билека, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев.

ДО ПИТАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ RANS МОДЕЛЮВАННЯ ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

В.Ю. Петельчиц, А.А. Халатов, Д.М. Письменний, Ю.Я. Дашевський

Наведено чисельне моделювання в ANSYS CFX плівкового охолодження плоскої пластини при однорядній системі циліндричних отворів та порівняння їх з експериментальними даними. За рахунок корегування констант моделі виконано адаптацію SST моделі турбулентності, що дозволяє збільшити достовірність результатів розрахунків ефективності плівкового охолодження. Дослідження впливу адаптації моделі турбулентності на розрахунок теплообміну показало, що зменшення турбулентного числа Прандтля до 0,4 приводить до значного завищення розрахункової інтенсивності теплообміну. У зв'язку з цим розглянуто підхід виконання локальної зміни турбулентного числа Прандтля лише поблизу отвори випуску повітря.

Ключові слова: охолоджувана лопатка, плівкове охолодження, чисельне моделювання, SST модель турбулентності, теплообмін.

TO FILM COOLING RANS SIMULATION ACCURACY IMPROVING APPROACH

V.Yu. Petelchyts, A.A. Khalatov, D.N. Pysmennyi, Yu.Ya. Dashevskyy

This paper presents results of numerical simulations of flat plate film cooling carried out with the use of commercial code ANSYS CFX in comparison with experimental data. In this study single row of cylindrical holes configuration with relative pitch $t/d = 3$ and at blowing ratios $m = 0.5$; 1.0; and 1.4 was reviewed. It was shown that standard SST turbulence model (with constant values by default) cannot provide film cooling effectiveness simulation results agreement with experimental data with allowable accuracy at $m > 0.5$. Adaptation of SST turbulence model by means of a_1 constant and turbulent Prandtl number correction enabled to improve accuracy of film cooling numerical simulations. The effect of the adaptation model on the heat transfer calculation results was considered as well.

Key words: cooled blade, film cooling, numerical modeling, SST turbulence model, heat transfer.

Петельчиц Виктория Юрьевна – инженер-конструктор отдела турбин конструкторского отделения ГП НПКГ «Зоря» – «Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Халатов Артем Артемович – д-р техн. наук, проф., академик НАН Украины, заведующий отделом высокотемпературной термогазодинамики Института технической теплофизики НАН Украины, зав. кафедрой «Физика энергетических систем», Физико-технический институт, Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, Украина, e-mail: khalatov@vortex.org.ua.

Письменний Дмитрий Николаевич – канд. техн. наук, руководитель группы расчета систем охлаждения отдела турбин конструкторского отделения ГП НПКГ «Зоря» – «Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Дашевский Юрий Яковлевич – канд. техн. наук, начальник сектора тепловых и гидравлических расчетов отдела турбин конструкторского отделения ГП НПКГ «Зоря» – «Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

УДК 621.4:621.43.0161+ 534.2

В.В. КОРОБКО

*Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина***ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРОДИНАМИКИ
В ЭЛЕМЕНТАХ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

В статье рассмотрены особенности термоакустических тепловых машин (ТАТМ) и основные положения их базовых математических моделей. Проведен анализ механизмов теплообмена в элементах термоакустических двигателей (ТАД). Сделано предположение о целесообразности применения в ТАТМ специальных типов теплообменных поверхностей. Дано описание стенда для экспериментальных исследований комплекса теплофизических и гидродинамических процессов в ТАТМ. Приведены результаты CFD моделирования и экспериментальных исследований процессов в элементах термоакустических аппаратов.

Ключевые слова: термоакустика, двигатель, теплообмен, акустика, теплообменник, матрица, звуковая волна, численное моделирование, пульсации.

Введение

Термоакустические аппараты (ТАА) - двигатели (ТАД) и рефрижераторы (ТАР) являются новым и малораспространенным видом тепловых машин (ТМ). Эти аппараты коренным образом отличаются от традиционных решений отсутствием подвижных механических частей, простотой конструкции, высокой надежностью, экологической безопасностью.

В ТАД и ТАР можно реализовать прямой и обратный цикл Стирлинга, создать новые и эффективные решения в промышленности, энергетике и энергосбережении, аэрокосмической технике, криогенных и климатических системах, специальных системах охлаждения, электронике и медицине.

Работа ТА ТМ основана на термоакустическом эффекте – процессе взаимного преобразования тепловой энергии в механическую энергию акустических волн высокой интенсивности. В элементах ТА ТМ имеет место сложное взаимодействие явлений акустической, теплофизической и гидродинамической природы. ТАД способны использовать практически любые внешние источники тепловой энергии, в том числе возобновляемые.

Широкому распространению ТА аппаратов препятствует ряд факторов, а именно - низкая энергонасыщенность, сложность использования механической энергии в «привычной» форме.

Для своего развития термоакустические технологии требуют как совершенствования самих аппаратов, так и разработки эффективных методов использования волновой энергии, новых технологических схем, которые позволят в полной мере реализовать их преимущества.

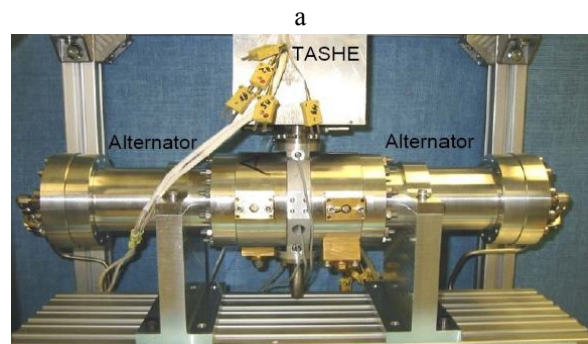
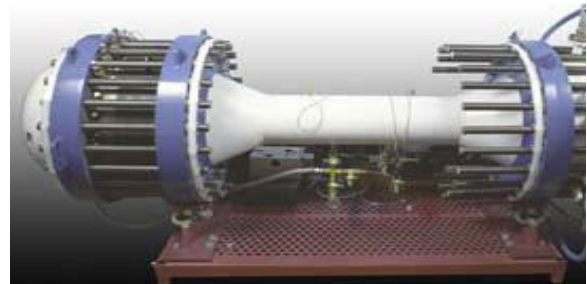


Рис. 1. Примеры термоакустических тепловых машин: а – ТАР системы охлаждения фрегата ВМФ США; б – термоакустический электрогенератор проект - Space Shuttle; в – термоакустический двигатель Стирлинга [1]

1. Анализ исследований и публикаций

Термоакустический аппарат в общем случае представляет собой резонатор, в полости которого размещен блок термоакустического преобразователя (рис. 2). В свою очередь, этот блок состоит из пористой матрицы (регенератора или стека) и двух теплообменников - нагревателя и охладителя.

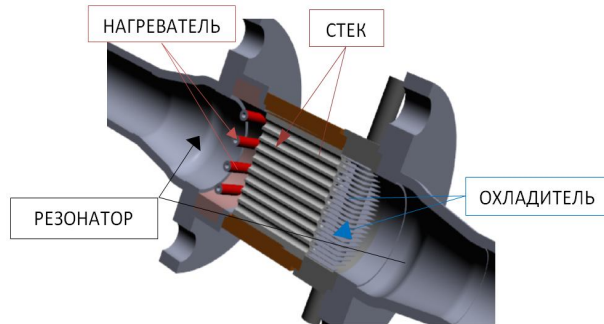


Рис. 2. Основные элементы ТАА

Основные положения теории ТАТМ разработаны Роттом и Кипперли [2, 3, 5] и в дальнейшем развиты Свифтом [1, 4, 6]. В основу их линейной модели положена фундаментальная система уравнений, а именно, уравнения Навье-Стокса, неразрывности, энергии и состояния.

Для простейшего случая, когда стек образован системой параллельных щелевых каналов, авторами получены три базовые уравнения термоакустики, которые выражают:

– суммарный термоакустический поток энергии,

$$\dot{N}_2 = \frac{1}{4} \Pi \delta_k \frac{T_m \beta p_{1s} \langle u_1 \rangle}{(1 + Pr)(1 + \varepsilon_s) \Lambda} \times \left[\Gamma \frac{1 + Pr^{1/2} + Pr(1 + \varepsilon_s)}{1 + Pr^{1/2}} - \left(1 + Pr^{1/2} - \frac{\delta_v}{y_0} \right) \right] - \Pi(y_0 k + L k_s) \frac{dT_m}{dx}; \quad (1)$$

– акустическую мощность, которая генерируется (ТАД) или поглощается стеком (ТАР),

$$\dot{W}_{TAD} = \left(\frac{1}{4} \Pi \delta_k L_s (\gamma - 1) \varpi(p_{sl})^2 \right) \times \left(\frac{\Gamma}{\left(1 + Pr^{1/2} \right) \Lambda} - 1 \right) - \frac{1}{4} \frac{\Pi \delta_v L_s \omega \rho_m \langle u_{sl}^2 \rangle}{\Lambda}; \quad (2)$$

и уравнение Ротта, которое является термоакустической формой классического волнового уравнения:

$$\left[1 + \frac{(\gamma - 1)}{(1 + \varepsilon_s)} f_k \right] p_1 + \frac{a^2}{\omega^2} \rho_m \frac{d}{dx} \left[\frac{(1 - f_v)}{\rho_m} \times \frac{dp_1}{dx} \right] + \frac{a^2}{\omega^2} \frac{(f_k - f_v)}{(\sigma - 1)(1 + \varepsilon_s)} \times \beta \frac{dT_m}{dx} \frac{dp_1}{dx} = 0, \quad (3)$$

где Π, L – периметр и длина стека;

T_m, p_m, ρ_m, c_p – усредненные параметры газа:

температура, давление, плотность, теплоемкость;

$p_{1s} = p_{\max} \times \cos(kx)$ – распределение акустического давления по длине резонатора;

$\delta_v = \sqrt{2\nu/\omega}$ – толщина вязкостного пограничного слоя;

$\delta_s = \sqrt{2\lambda_s/\rho_s c_s \omega}$ – толщина термоакустического теплового пограничного слоя в матрице;

$\delta_k = \sqrt{2\lambda_k/\rho_m c_p \omega}$ – толщина газового термоакустического пограничного слоя;

$\Lambda = 1 - \delta_v/y_0 + \delta_v^2/2y_0^2$ – масштабный фактор;

$\nabla T_{\text{crit}} = p_1 \omega / \rho_m c_p u_s$ – критический градиент температуры в стеке;

$\Gamma = \nabla T_m / T_{\text{crit}}$ – нормализованный температурный градиент;

$\varepsilon_s = \rho_m c_p \delta_k / \rho_s c_{ps} \delta_{ks}$ – отношение теплофизических параметров газа и материала стека;

f_k, f_v – функции Ротта учитывающие геометрию теплообменной поверхности, форму каналов, свойства материалов [2, 5].

В дальнейшем, в работах [7 – 10] эти решения были уточнены и расширены для различных видов теплообменных поверхностей матриц, были учтены зависимости основных физических параметров рабочих тел от температуры, давления.

Следует обратить внимание на тот факт, что в уточненных моделях ТАА, как и в простейших, рассматриваются процессы, происходящие непосредственно в матрице. Во всех решениях присутствуют температуры стека в виде заданных краевых условий. Но эти температурные градиенты нужно создать и поддерживать с помощью теплообменников, обеспечивая поток тепловой энергии через ТАТМ.

Очевидно, что этот перепад температур, заданный или действительный, будет отличаться от фактической располагаемой разности температур теплоносителей и эта разница может быть весьма существенной.

В связи с этим рассмотрим экспериментальные данные о характере изменения распределения температур по длине регенератора (рис. 3а) на режиме запуска опытного ТАД [11].

При подаче питания к нагревателю (рис. 3, б) в стеке формируется температурный градиент. В мо-

мент времени $t = 100$ температурный градиент превышает критический уровень ∇T_{crit} и в ТАД возникают акустические колебания, а температурное поле в регенераторе стабилизируется.

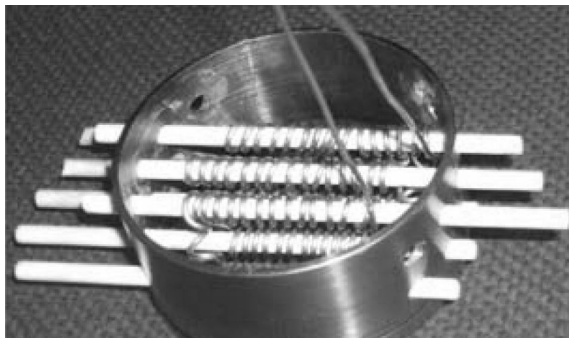
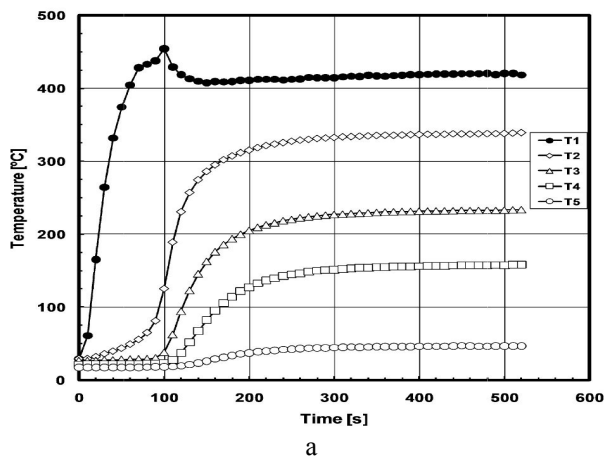


Рис. 3. Распределение температуры в регенераторе на режиме запуска ТАД (а) и электрический спиральный нагреватель ТАД (б) [11]

Температура горячей стороны регенератора, достигнув максимума (460°K) в момент старта ТАД затем снижается, примерно на $40 - 50^\circ\text{K}$, аналогичные данные получены и другими исследователями. Изменения температуры холодной стороны регенератора свидетельствует, что и там имеем ту же проблему, но температурная разница относительно охладителя меньше.

Наблюдаемое уменьшение температурного напора в регенераторе можно объяснить:

- недостаточной мощностью нагревателя, вследствие чего его собственная температура снизилась;
- низкой интенсивностью теплообмена между теплообменниками и регенератором;
- возросшим уровнем потерь различной природы.

В любом случае очевидно, что недостаток тепловых потоков между теплообменниками и регенератором является существенным фактором, определяющим мощность ТАД. Более того, интенсивность

теплообмена может быть лимитирующим фактором для эффективной мощности ТАД. Условия работы теплообменников в ТАД в корне отличаются от условий работы в обычных системах, так как в резонаторе ТАД отсутствует однонаправленное движение теплоносителя. Акустические волны задают только колебательное движение газового теплоносителя.

В большинстве существующих ТАД используются стандартные компактные трубчато-ребристые теплообменники воздушных систем охлаждения. Целесообразность их использования в ТАА сомнительна [1]. Учитывая эту информацию, можно конкретизировать задачи дальнейших исследований.

2. Постановка задачи исследований

Теплообменные аппараты, используемые в составе ТАД, являются важными структурными элементами, которые напрямую влияют на эффективность работы ТАД.

Во внутренних элементах ТАД имеют место весьма специфичные гидродинамические условия, которые обусловлены высоким уровнем акустических пульсаций в частотном диапазоне $60 - 250$ Гц.

Представляется целесообразным разработать специальные теплообменные поверхности, которые будут максимально эффективными именно для условий термоакустических систем.

Решение этой задачи требует изучения всего комплекса факторов, влияющих на работу теплообменников.

Для достижения этой цели необходимо выполнить следующий объем исследований, а именно:

- провести анализ факторов, влияющих на интенсивность механизмов теплообмена в элементах ТАД, и определить направления дальнейших поисков;
- разработать и изготовить опытные образцы ТАТМ и их элементов, а также экспериментальные установки для проведения исследований теплофизических и гидродинамических процессов в ТАТМ;
- экспериментально и теоретически исследовать процессы гидродинамики и теплообмена в элементах ТАТМ;
- разработать конструкции теплообменников предназначенных для использования в ТАА.

Цель работы — проведение теоретического анализа и экспериментальных исследований комплекса факторов, оказывающих влияние на процессы теплообмена между элементами ТАД, разработка, создание и тестирование экспериментальных установок, методик измерений и оборудования, предназначенных для детального исследования термоакустических процессов.

3. Анализ механизмов теплообмена в элементах ТАД

Рассмотрим процессы, происходящие в основных элементах ТАД (рис. 2). Регенератор (стек) – это компактная матрица с развитой теплообменной поверхностью. Именно в регенераторе происходят основные процессы термоакустических преобразований. В матрице регенератора, ввиду малого поперечного размера каналов, теплообмен между газом и материалом стека осуществляется за счет теплопроводности [1, 2, 3, 7]. В данной работе процессы, происходящие в регенераторе, не рассматриваются.

На рис. 4 показана схема движения тепловых потоков в ТАД. Очевидно, что в теплообменных узлах имеет место процесс сложного теплообмена, в котором присутствуют различные механизмы теплопередачи – конвекция, теплопроводность, лучистый теплообмен [12, 13].

Суммарное количество теплоты, подводимое к стеку нагревателем, представим как

$$Q_{\text{hex}}^{\text{hot}} = Q_{\text{conv}} + Q_{\text{cond}} + Q_{\text{rad}}. \quad (4)$$

3.1. Лучистый теплообмен

Лучистая составляющая теплового потока будет иметь существенное значение при запуске ТАД, когда температуры поверхностей различны

$$Q_{\text{rad}} = \varepsilon_{\text{пр}} C_{\text{пр}} F \left[\left(T_{\text{hex}}^{\text{hot}} / 100 \right)^4 - \left(T_{\text{reg}} / 100 \right)^4 \right]. \quad (5)$$

Так как лучистая составляющая теплового потока зависит от разности температур поверхностей, то по мере прогрева стека до уровня $T_{\text{reg}}^{\text{hot}}$ вклад этой составляющей будет снижаться. И если температуры $T_{\text{reg}}^{\text{hot}}$ и $T_{\text{hex}}^{\text{hot}}$ будут близки, то этой составляющей можно будет пренебречь.

Однако важно отметить, что лучистый теплообмен будет формировать одну из составляющих тепловых потерь – $Q_{\text{lost}}^{\text{rad}}$, так как часть энергии будет излучаться в объем резонатора.

В экспериментах часто используют электрические нагреватели в виде спиралей (рис. 3, б). Если максимальная температура стека в эксперименте достигает 400 – 450 °K [11], то реальная температура теплообменника, особенно спирали нагревателя, будет выше, соответственно больше будет роль лучистого теплообмена непосредственно от поверхности спирали. Более того, если изменить конструкцию нагревателя и спираль расположить в кожухе, то может получиться так, что достигнуть нужного уровня температуры регенератора вообще не удастся.

3.2. Теплообмен теплопроводностью

Закон Фурье определяет тепловой поток с теплопроводностью, как

$$Q_{\text{cond}} = \lambda F (T_{\text{hex}}^{\text{surf}} - T_{\text{reg}}^{\text{surf}}) / \delta. \quad (6)$$

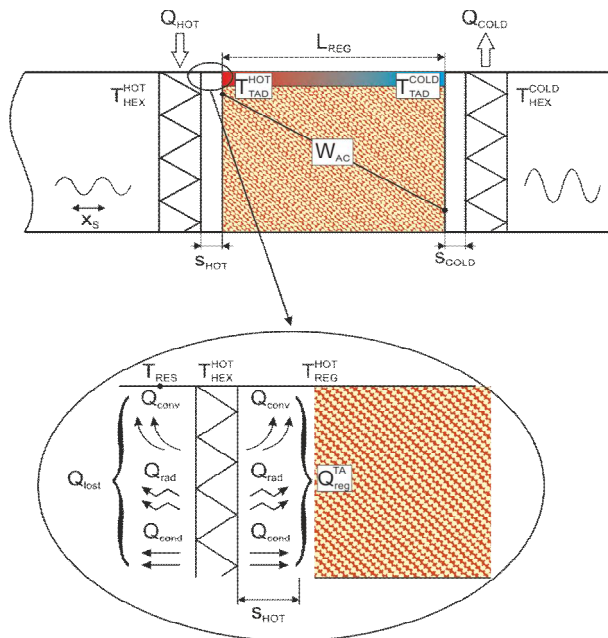


Рис. 4. Схема механизмов теплообмена в ТАД

В ТАА отсутствует плотный контакт между теплообменниками и регенератором, поэтому можно допустить, что этот механизм теплообмена не является определяющим. При этом продольный тепловой поток в материале матрицы и корпусе ТАД способствует росту суммарных потерь теплоты.

3.3. Конвективный теплообмен

Очевидно, что конвективный механизм теплообмена оказывает существенное влияние на работу ТАД.

В общем случае конвективный поток теплоты можно записать в форме закона Ньютона-Рихмана. Очевидно, что в условиях ТАД будем иметь две составляющие механизма конвективного теплообмена, одна из составляющих связана с естественной конвекцией – Q_{nat} , а вторая с вынужденной Q_{fors} .

$$Q_{\text{conv}} = \alpha_{\text{пр}} F_{\text{HEX}} (T_{\text{hex}}^{\text{surf}} - T_{\text{reg}}^{\text{surf}}) \approx Q_{\text{nat}} + Q_{\text{fors}}. \quad (7)$$

Оба эти слагаемые зависят от существующей гидродинамической ситуации, фактических температур теплообменных поверхностей, величины конструктивных зазоров, теплофизических свойств теплоносителя.

Кроме того, в случае мощных акустических волн, когда уровень звукового давления превышает 140 – 160 дБ, частотой 100 – 250 Гц, в резонаторах могут возникать различные гидродинамические эффекты второго порядка, существенно изменяющие структуру пульсирующего потока [14].

В связи с этим можно утверждать, что свободный конвективный теплообмен будет оказывать влияние только на этапе разогрева стека Q_{nat} , в дальнейшем вклад этой составляющей будет небольшим в сравнении с вынужденной конвекцией.

Вопрос теплоотдачи вынужденной конвекции Q_{fors} для случая пульсирующих потоков звуковой частоты мало изучен [14, 15]. А наличие мощных акустических пульсаций, эффектов связанных с сжимаемостью и т.п., делает количественную оценку этих механизмов очень сложной задачей.

Таким образом, очевидна необходимость проведения комплекса экспериментальных и теоретических исследований факторов, определяющих интенсивность процессов переноса теплоты, как на реальных физических моделях, так и расчетными методами.

4. Экспериментальные исследования процессов в элементах ТАД

На первом этапе исследований были проведены вычислительные эксперименты. CFD моделирование в данном случае рассматривается, как вспомогательный инструмент, который позволяет оптимизировать план дальнейших экспериментальных исследований, провести предварительную проверку новых конструктивных решений.

Вычисления проводились с помощью CFD пакета Flow Vision 2.3 с использованием расчетной модели полностью сжимаемой жидкости в 2D и 3D постановках. Предварительно этот пакет был протестирован путем моделирования процессов в резонаторах при наличии мощных акустических пульсаций. Расчеты показали, что этот CFD пакет достаточно корректно отображает гидродинамические и теплофизические процессы в акустической волне – колебательные движения среды, флуктуации давления, плотности, температуры и может быть использован для моделирования термоакустических устройств и их элементов [16].

На первом этапе, численно исследовались гидродинамические и теплофизические процессы в ТАД при его запуске. Расчеты показали, что даже при низких температурах нагревателя (150°K – 200°K), в резонаторе возникают мощные термоконвекционные течения, рис. 5 [13].

Колебательное движение среды в резонаторе представляет собой единственный механизм гидро-

динамической природы, обеспечивающий существование вынужденного конвективного теплообмена. Анализ результатов численного моделирования позволяет предположить, что путем изменения конфигурации резонатора можно локализовать эти течения в области нагревателя, снизив тем самым возможные потери тепла.

На рис. 6 показаны результаты моделирования температурных полей в щелевых каналах теплообменника при наличии акустической волны.

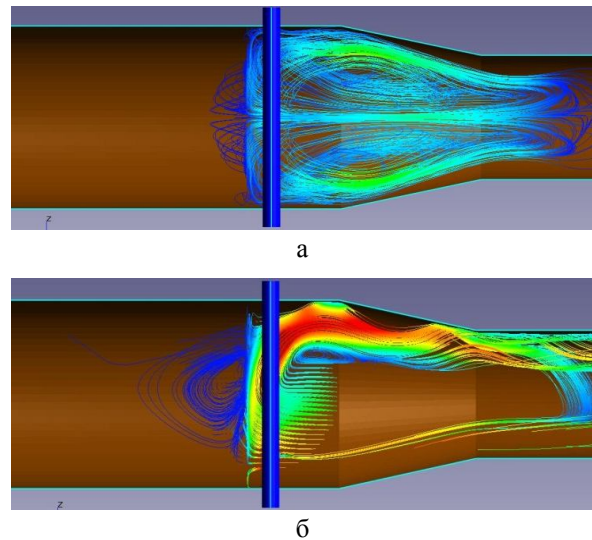


Рис. 5. Термоконвекционные течения в резонаторе ТАД при вертикальной (а) и горизонтальной (б) ориентациях

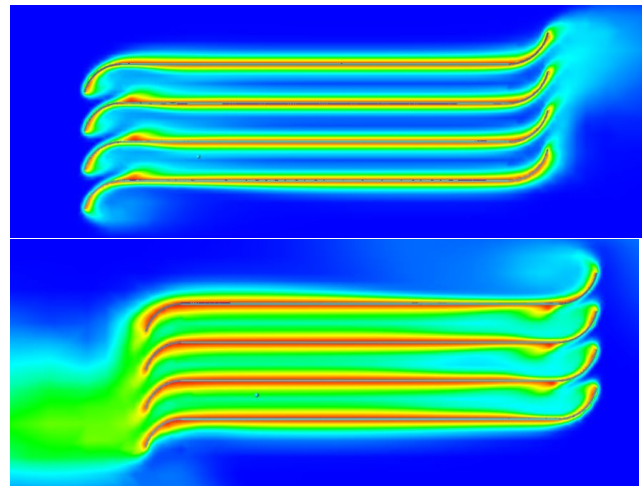


Рис. 6. Температурные поля в щелевых каналах в условиях акустических пульсаций

Очевидно, что колебательное движение теплоносителя, относительно положения равновесия, существенно усложняет условия для теплообмена. Непосредственно в объеме теплообменной поверхности формируется условно застойная зона.

Высокое гидравлическое сопротивление регенератора способствует выносу разогретого теплоносителя в противоположную от него сторону - в полость резонатора, что нежелательно, так как способствует росту тепловых потерь и снижению общей эффективности ТАД. Вполне вероятно, что именно с этими эффектами связаны процессы, которые показаны на рис 3.

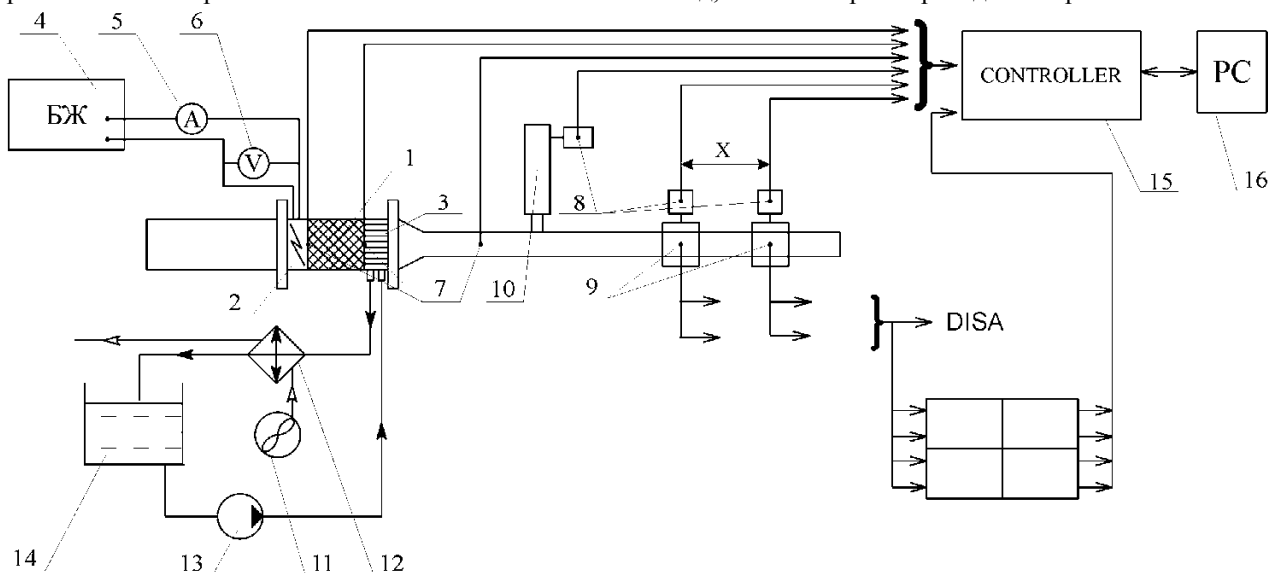


Рис. 7. Схема экспериментальной установки. 1 – стек, 2 – нагреватель, 3 – охладитель, 4 – блок питания, 5,6 – амперметр и вольтметр, 7 – термодатчики ХК, 8 – датчики давления, 9 – зонды термоанемометра, 10 – акустическая нагрузка, 11 – вентилятор, 12 – охладитель, 13 – насос, 14 – бак, 15 – блок контроллеров, 16 – PC

Конструкция стенда, его приборное и программное оснащения позволяют исследовать широкий комплекс теплофизических и гидродинамических процессов в термоакустических двигателях и рефрижераторах.

Основой экспериментальной установки является микропроцессорная специализированная контрольно-измерительная система (СКС) [17].

Система позволяет в реальном масштабе времени регистрировать и анализировать теплофизические параметры ТАА. Кроме этого СКС оснащена быстродействующими датчиками давления и температуры, которые обеспечивают измерение как амплитудных значений акустического давления и температуры, так и форму фронта.

Для исследования гидродинамических характеристик среды в полости резонатора использован комплект термоанемометрического оборудования фирмы DISA D5500.

На рис. 8 – 10 приведены результаты тестовых экспериментов, которые проводились на действующем опытном ТАД с помощью разработанной СКС.

Приведенные данные показывают, что СКС и экспериментальный стенд позволяют получать большой объем экспериментальной информации о

Численное моделирование, безусловно, является эффективным методом исследований, однако результаты расчетов нуждаются в экспериментальной проверке. Поэтому физический эксперимент является важной составной частью настоящей работы. Для проведения натурных исследований был разработан и изготовлен специальный экспериментальный стенд, схема которого приведена на рис 7.

процессах в работающих термоакустических аппаратах.

На рис.8 показаны изменения основных теплофизических параметров в процессе пуска опытного ТАД.

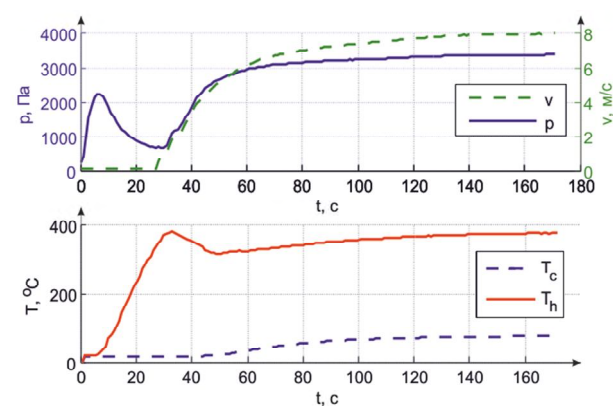


Рис. 8. Изменение температур стека, акустического давления и колебательной скорости в ТАД

Характер изменения температур на краях стека согласуется с данными, приведенными в [11]. При этом необходимо отметить, что конструкции нагревательных элементов одинаковы. Акустическое дав-

ление в резонаторе достигает уровня 3500 Па, а максимальная амплитуда колебательной скорости 8 м/с.

На рис. 9 показан процесс развития акустических пульсаций в резонаторе ТАД. Хорошо видно, что пульсации имеют вид гармонической функции, а частота пульсаций стабилизируется в течение 2 секунд.

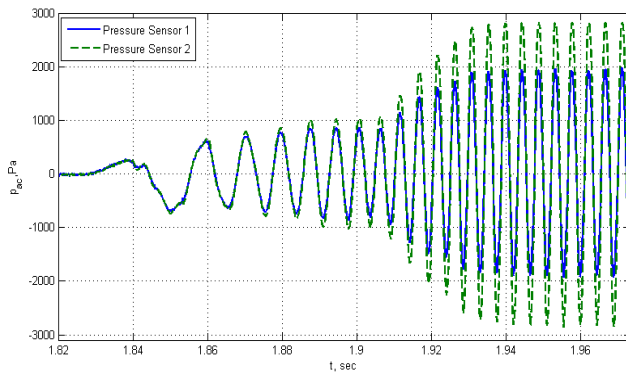


Рис. 9. Процесс запуска ТАД, пульсации акустического давления (эксперимент)

Результаты прямых измерений колебательной скорости термоанемометром и пульсаций акустического давления показаны на рис. 10.

Высокая частота опроса датчиков микропроцессорной СКС позволяет детально фиксировать форму фронта давления в акустической волне, исследовать ее связь с гидродинамическими параметрами среды в резонаторе.

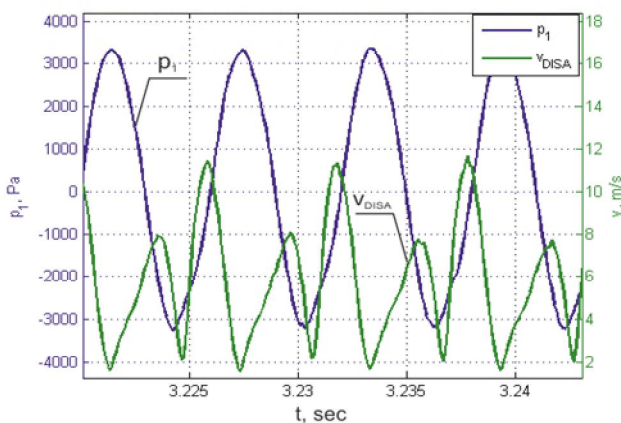


Рис. 10. Прямые измерения акустического давления и колебательной скорости (термоанемометр)

Приведенные результаты получены при тестировании экспериментального оборудования. Они показывают большие потенциальные возможности созданной компьютерной контрольно-измерительной системы, программного обеспечения и разработанных методик, одновременного измерения параметров различной физической природы.

Заключение

Проведен анализ механизмов теплообмена в элементах ТАТМ. Сделано предположение о возможном влиянии низкой интенсивности теплообмена между стеклом и теплообменниками на мощность ТАД.

Изготовлен экспериментальный стенд для исследования термоакустических аппаратов. Стенд оснащен СКС и необходимым программным обеспечением. Тестовые измерения показали работоспособность созданного оборудования.

В ходе CFD моделирования процессов в резонаторе ТАД, на режиме запуска, показано наличие мощных термоконвективных течений, которые могут влиять на суммарный уровень потерь.

Численное моделирование температурных полей в щелевых каналах теплообменника показало, что наличие пульсационного движения теплоносителя существенно изменяет условия для теплообмена из-за возникновения застойных зон.

Дальнейшие экспериментальные и теоретические исследования процессов в элементах ТАД позволят улучшить его внешние характеристики.

Литература

1. Swift, G.W. *Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators* [Text] / G.W. Swift // *American Institute of Physics*. – 2002. – 300 p.
2. Rott, N. *Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes* [Text] / N. Rott // *Journal of Applied Mathematics and Physics*. – 1969. – № 20. – P. 230–243.
3. Ceperley, P.H. *A pistonless stirling engine - the traveling wave heat engine* [Text] / P.H. Ceperley // *Journal of Acoustical Society of America*. – 1979. – № 66. – P. 1508–1513.
4. Backhaus, S. *A thermoacoustic-Stirling heat engine: Detailed study* [Text] / S. Backhaus, G. Swift // *J. Acoustic. Soc. Am.* – 2000. – №107. – P. 3148–3166.
5. Rott, N. *Thermoacoustics* [Text] / N. Rott // *Adv. Appl. Mech.* – 1980. – №20 (135). – P. 250–272.
6. *An Intrinsically Irreversible Thermoacoustic Heat Engine* [Text] / J. Wheatley, T. Hofler, G.W. Swift., A. Migliori // *J. Acoust. Soc. Am.* – 1983. – Vol. 74, № 1. – P. 153–170.
7. Hendrikus, Peter. *Mathematical aspects of thermoacoustics* [Электронный ресурс] / Peter Hendrikus, Maria Wilhelmus. – Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2009. – 190 p. – Режим docmyny: <http://repository.tue.nl/642908>. – 31.05.2013.
8. *Weakly nonlinear thermo-acoustics for stacks with slowly varying pore cross-sections* [Text] / P.H.M.W. in 't Panhuis, S.W. Rienstra, J. Molenaar, J.J.M. Slot // *Journal of Fluid Mechanics*. – 2009. – Vol. 618. – P. 41–70.

9. Tijani, M.E.H. *Loudspeaker-driven thermoacoustic refrigeration* [Text] / M.E.H. Tijani // Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2001. – 170 p.

10. Bruneau *Asymptotic theory of nonlinear acoustic waves in a thermoacoustic prime-mover* [Text] / V. Gusev, H. Bailliet, P. Lotton, M. Bruneau // *Acustica*. – 2000. – Vol. 86. – P. 25–38.

11. Abduljalil Abdulrahman, S. *Experimental testing of the flow resistance and thermal conductivity of porous materials for regenerators* [Text] / S. Abdulrahman Abduljalil, Yu. Zhibin, J. Artur Jaworski // *Proceedings of 23rd IIR International Congress of Refrigeration*. – 2011. – Vol. 32. – P. 217–228.

12. Коробко, В.В. *Аналіз механізмів переносу теплоти в елементах термоакустичних апаратів* [Електронний ресурс] / В.В. Коробко, Є.І. Трушляков // *Матеріали III Міжнар. конф. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*. – НУК, Україна. – Режим доступу: <http://goo.gl/R9rlV>. – 12.05.2013.

13. Коробко, В.В. *Исследование факторов, влияющих на эффективность термоакустических*

аппаратов [Текст] / В.В. Коробко // *Прикладні проблеми аерогідромеханіки та тепломасопереносу: матеріали IV Міжнар. наук. конф., Дніпропетровськ, 2012*. – С. 56–59.

14. Галиуллин, Р.Г. *Течение вязкой жидкости и теплообмен тел в звуковом поле* [Текст] / Р.Г. Галиуллин, В.Б. Репин, Н.Х. Халитов. – Казань: Изд-во Казан. ун-та, 1978. – 128 с.

15. Бузник, В.М. *Теплопередача в судовых энергетических установках* [Текст] / В.М. Бузник. – Л.: Судостроение. – 376 с.

16. Коробко, В.В. *Особенности численного моделирования термоакустических процессов* / В.В. Коробко // *Прикладні проблеми аерогідромеханіки та тепломасопереносу: матеріали III Міжнар. наук. конф., Дніпропетровськ, 2010*. – С. 59–61.

17. Kondratenko, Y. *Multisensor data acquisition system for thermoacoustic processes analysis* [Text] / Y. Kondratenko, V. Korobko, O. Korobko // *Proceedings of the 6th IEEE international conference Intelligent Data Acquisition and Advanced Computing Systems IDAACS'2011, Prague, 2011*. – Vol. 1. – P. 54–58.

Поступила в редакцію 31.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. двигателей внутреннего сгорания Б.Г. Тимошевский, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ ТА ГІДРОДИНАМІКИ В ЕЛЕМЕНТАХ ТЕРМОАКУСТИЧНИХ ДВИГУНІВ

В.В. Коробко

У статті розглянуто особливості термоакустичних теплових машин (ТАТМ) та основні положення їх базових математичних моделей. Проведено аналіз механізмів теплообміну в елементах термоакустичних двигунів (ТАД). Зроблено припущення про доцільність застосування в ТАТМ спеціальних типів теплообмінних поверхонь. Дано опис стенда для експериментальних досліджень комплексу теплофізичних і гідродинамічних процесів в ТАТМ. Наведено результати CFD моделювання та експериментальних досліджень процесів в елементах термоакустичних апаратів.

Ключові слова: термоакустика, двигун, теплообмін, акустика, теплообмінник, матриця, звукова хвиля, чисельне моделювання, пульсації/

STUDY OF HEAT TRANSFER AND HYDRODYNAMICS IN COMPONENTS THERMOACOUSTIC ENGINES

V.V. Korobko

The article discusses the features thermoacoustic heat engines (TMHE) and the main hypotheses of the basic mathematical models. Analysis of mechanisms of heat transfer in the elements thermoacoustic engines (TAE). Make assumptions about the appropriateness of specific types of TMHE heat transfer surfaces. Description stand for experimental studies of complex thermal and hydrodynamic processes in TMHE provided. The results of CFD simulation and experimental studies of processes in cell thermoacoustic devices are given.

Key words: thermoacoustic, engine, heat transfer, acoustics, heat exchanger matrix, sound wave, numerical modeling, pulsation.

Коробко Владимир Владиславович – канд. техн. наук, докторант, доцент кафедры стационарных и судовых энергетических установок Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина. e-mail: volodymyr.korobko@nuos.edu.ua, kvv001@gmail.com.

УДК 629.7.036.3

А.Н. МАРКУШИН, А.В. БАКЛАНОВ

ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение», Россия

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УКРОЧЕННОЙ МНОГОФОРСУНОЧНОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД

В статье описываются особенности конструкции укороченной многофорсуночной камеры сгорания газотурбинной установки НК-16СТ. Представлены экспериментальная установка, методика и результаты испытания по определению гидравлических потерь в камере сгорания с различной степенью раскрытия жаровой трубы. Предложен инженерный расчет, основанный на эмпирических данных, позволяющий определить потери в камере сгорания ГТД. Проведен сравнительный анализ гидравлических потерь в камерах сгорания других ГТД, показавший, что исследованная камера относится к группе камер с небольшими потерями.

Ключевые слова: камера сгорания, экспериментальное исследование, конструкция, газотурбинный двигатель, конвертирование, гидравлические потери.

Введение

Гидравлический расчет является существенным этапом при проектировании и доводке камер сгорания, поскольку экономичность ГТУ зависит от сопротивления камеры.

Величина потерь полного давления в камерах сгорания современных ГТУ лежит в весьма широких диапазонах от 3,5 до 14%. В общем случае эта величина зависит от конструкции и типа фронтального устройства, степени раскрытия жаровой трубы, скорости воздуха на входе в диффузор и вторичные каналы, затенения каналов элементами демпфирования жаровой трубы, топливной системой и т.д.

Однако для любого двигателя с целью улучшения его экономичности, желательно чтобы потери в камере были как можно меньше, так как их рост приводят к уменьшению КПД двигателя.

1. Объект исследования

На ОАО «КМПО» разработана низкоэмиссионная кольцевая многофорсуночная камера сгорания малой длины для ГТУ НК-16СТ. Технология снижения NOx и CO которой заключается в усовершенствовании традиционной кольцевой камеры сгорания путем изменения формы фронтального устройства, приводящей к «обеднению» первичной зоны. Микрофакельное горение обеспечило интенсивное выгорание топлива, что позволило укоротить жаровую трубу с 575 до 347 мм.

Схема камеры сгорания показана на рис. 1. Камера состоит из корпуса 4, жаровой трубы 3 и газового коллектора 1 для подачи газа к форсункам 2.

Жаровая труба — кольцевая, малой длины, многосекционная с конвективно-пленочным охлаждением. Принципиальной особенностью камеры сгорания этой схемы является жаровая труба с многофорсуночным фронтальным устройством.

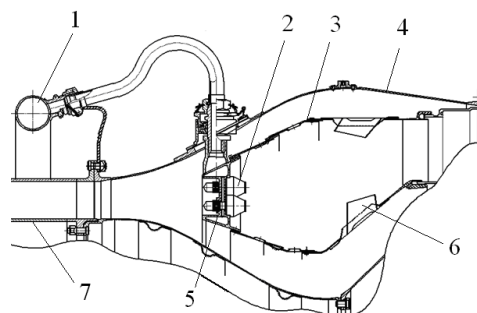


Рис. 1. Конструктивная схема камеры сгорания: 1 — газовый коллектор, 2 — верхний, нижний ярус горелок, 3 — жаровая труба, 4 — корпус камеры, 5 — корпус головки, 6 — патрубки, 7 — проставка

Такое устройство (рис. 1) состоит из корпуса 5, в котором расположены полости топливных коллекторов, соединенные радиальными каналами с топливными форсунками. 136 топливных форсунок установлены в корпусе головки в два ряда в шахматном порядке. Форсунки располагаются в отверстиях корпуса головки, вокруг каждой форсунки в корпусе головки выполнены фигурные окна для подвода воздуха к завихрителям. Топливо из струйных форсунок подается во внутреннюю полость корпуса форсунки.

Воздух в зону смешения подается через патрубки 6. Наружный и внутренний корпус является

сварными узлами 4, выполненным из жаропрочного сплава. Их уменьшенная длина была скомпенсирована за счет цилиндрической наружной и внутренней проставок 7, соединяющих компрессор с диффузором камеры сгорания [1].

2. Методика расчета

Потери полного давления, без учета тепловых потерь, в камере сгорания складываются из гидравлических в диффузоре и потерь в жаровой трубе по причине втекания воздуха через завихритель и периферийные отверстия.

$$\delta_{\text{КС}} = \delta_{\text{Д}} + \delta_{\text{Ж}}. \quad (1)$$

Следовательно, коэффициент сопротивления камеры сгорания равен сумме коэффициентов сопротивления диффузора камеры $\xi_{\text{Д}}$ и жаровой трубы $\xi_{\text{Ж}}$:

$$\xi_{\text{КС}} = \xi_{\text{Д}} + \xi_{\text{Ж}} \quad (2)$$

которые связаны зависимостью:

$$\delta_{\text{КС}} = \xi_{\text{КС}} \frac{k}{k+1} \varepsilon(\lambda_{\text{К}}) \lambda_{\text{К}}^2, \quad (3)$$

где $\varepsilon(\lambda_{\text{К}}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\text{К}}^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$ – газодинамическая функция, $\lambda_{\text{К}}$ – приведенная скорость на входе в камеру сгорания, k – показатель адиабаты.

В исследуемой камере сгорания диффузор является кольцевым с криволинейными стенками, выполненными по закону изменения статического давления по его оси $dp/dx = \text{const}$ в соответствии с уравнением [2]:

$$F_i = \frac{F_{\text{Д}}}{\sqrt{1 + \left[\left(\frac{F_{\text{Д}}}{F_{\text{К}}}\right)^2 - 1\right] \frac{L_{\text{Д}} - L_i}{L_{\text{Д}}}}}, \quad (4)$$

где L_i и F_i текущие длина и площадь диффузора;

$F_{\text{Д}}$ – площадь выходного сечения диффузора,

$F_{\text{К}}$ – площадь сечения на входе в камеру сгорания;

$L_{\text{Д}}$ – длина диффузора.

Для диффузоров подобного типа, в работе [3] выведена эмпирическая зависимость позволяющая определить сопротивление диффузора:

$$\xi_{\text{Д}} = 1,2 \cdot n_{\text{Д}}^{0,2} \cdot \text{tg}\left(\frac{\alpha_{\text{пр}}}{2}\right)^{0,6} \cdot \left[1 - \frac{0,5}{n_{\text{Д}}}\right]^2, \quad (5)$$

где: $n_{\text{Д}} = \frac{F_2}{F_1}$ – степень диффузорности;

– приведенный угол диффузора

$$\alpha_{\text{пр}} = \gamma - \beta; \quad (6)$$

– угол наклона наружной обечайки диффузора

$$\gamma = \arctg \frac{D_2 - D_1}{2L_{\text{Д}}}; \quad (7)$$

– угол наклона внутренней обечайки диффузора

$$\beta = \arctg \frac{d_2 - d_1}{2L_{\text{Д}}}. \quad (8)$$

Коэффициент гидравлических потерь в жаровой трубе можно определить по формуле из работы [4]:

$$\xi_{\text{Ж}} = \left(\frac{F_{\text{К}}}{\mu F_0}\right)^2, \quad (9)$$

в которой: $F_{\text{К}}$ – площадь сечения на входе в камеру,

F_0 – суммарная площадь отверстий на стенках жаровой трубы

По данным [5] $\mu = 0,65 \dots 0,8$ – коэффициент расхода воздуха через отверстия жаровой трубы.

Подставляя в выражение (3) зависимость (5) и (9) получаем зависимость для определения суммарных потерь в камере сгорания:

$$\delta_{\text{КС}} = \frac{k}{k+1} \varepsilon(\lambda_{\text{К}}) \lambda_{\text{К}}^2 \times \left[1,2 \cdot n_{\text{Д}}^{0,2} \cdot \text{tg}\left(\frac{\alpha_{\text{пр}}}{2}\right)^{0,6} \cdot \left(1 - \frac{0,5}{n_{\text{Д}}}\right)^2 + \zeta_0 \left(\frac{F_{\text{К}}}{\mu F_0}\right)^2 \right], \quad (10)$$

где ζ_0 – коэффициент учитывающий сопротивление фронтного устройства и перетекание воздуха через отверстия жаровой трубы.

3. Экспериментальная установка

Исследования полноразмерной камеры сгорания на гидравлические потери производились на стенде, схема которого показана на рис. 2.

Стенд оборудован необходимыми системами измерения параметров и их регистрации. В составе стенда находится ГТД НК-16СТ, который служит для подвода сжатого воздуха к испытываемой камере сгорания.

Воздух отбирается за 9 ступенью компрессора высокого давления, затем поступает по трубопроводу в мерный участок. Расход воздуха измеряется расходомерным устройством (труба Вентури) с регистрацией показаний датчика давления, температура воздуха контролируется термопарой группы хромель-алюмель.

Определение гидравлических характеристик камеры сгорания включает в себя определение потерь полного давления на жаровой трубе и в районе соплового аппарата. Для чего на выходе из камеры устанавливается гребенка полного давления, а в наружном и внутреннем пространстве между корпу-

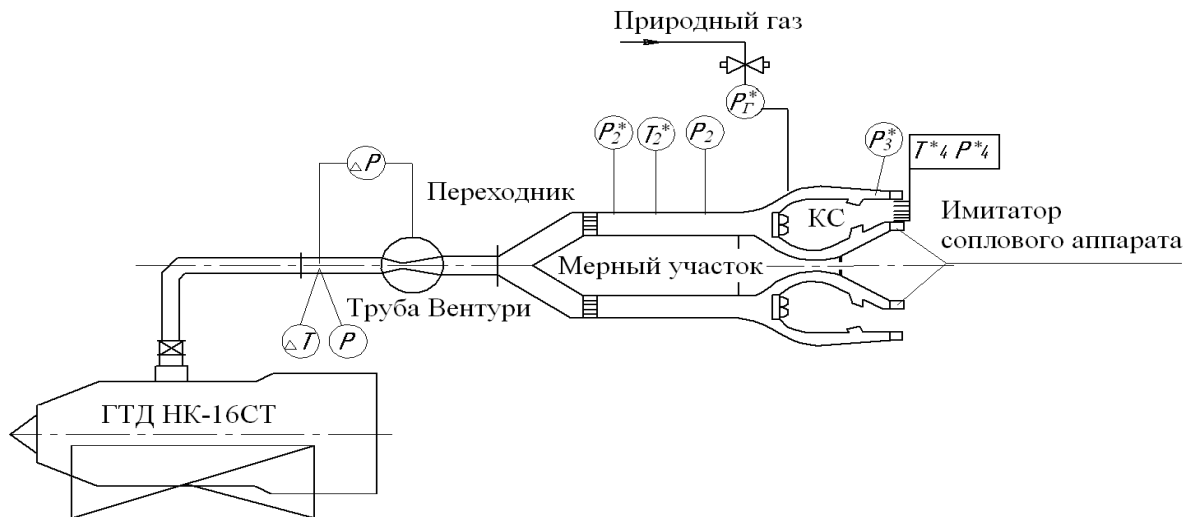


Рис. 2. Схема стенда для испытаний полноразмерных камер сгорания

сом и жаровой трубой устанавливается три равно-расположенных приемника полного давления.

По результатам измерений на каждом режиме рассчитываются следующие параметры:

- потери полного давления в камере сгорания:

$$\bar{\Delta p} = \frac{\Delta p^*}{P_{2абс}} = \frac{P_{2ср}^* - P_{4ср}^*}{P_{2ср}^* + P_n}, \quad (11)$$

где $P_{2ср}^*, P_{4ср}^*$ - среднеарифметическое значение давлений на входе и выходе из камеры сгорания, кгс/см²;

P_n - атмосферное давление в условиях продувок, кгс/см².

- перепад давлений на стенках жаровой трубы:

$$\bar{\Delta p}_{ст} = \frac{P_{ст,ср}^* - P_{4ср}^*}{P_{2ср}^* + P_n}, \quad (12)$$

где $P_{ст,ср}^*, P_{2ср}^*, P_{4ср}^*$ - среднеарифметическое значение измеренных давлений между корпусом и жаровой трубой, на входе и выходе из камеры сгорания соответственно.

После чего строятся графики зависимостей:

$$\bar{\Delta p} = f(\lambda_2) \text{ и } \bar{\Delta p}_{ст} = f(\lambda_2),$$

где λ_2 - значение приведенной скорости воздуха на входе в камеру сгорания.

4. Результаты исследования. Анализ

Исследования проводились с тремя камерами сгорания, отличие которых заключалось в разной степени раскрытия жаровой трубы, представленного в виде отношения суммарной площади всех проходных сечений жаровой трубы к площади на входе в камеру сгорания, которые занесены в табл. 1.

Таблица 1

Раскрытие камеры сгорания

№ камеры	1	2	3
$\Sigma F_{жт}/F_k$	1,16	1,23	1,3

Эксперимент проводился на различных режимах, определяемых приведённой скоростью λ_2 при температуре воздуха $t_2^* = 200^\circ \text{C}$. Результаты эксперимента показаны на рис. 3.

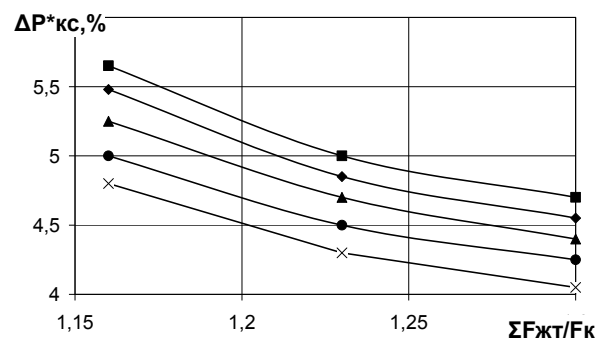


Рис. 3. Гидравлические характеристики камеры сгорания от площади раскрытия ЖТ

■ - $\lambda_2 = 0,3$; ◆ - $\lambda_2 = 0,29$; ▲ - $\lambda_2 = 0,28$;
● - $\lambda_2 = 0,27$; × - $\lambda_2 = 0,26$

Из графиков видно, что:

1. С увеличением степени раскрытия жаровой трубы уменьшаются потери в камере сгорания.

Однако не стоит забывать, что сильное снижение потерь в жаровой трубе может привести к серьезным последствиям для работы двигателя, таким как снижение полноты сгорания топлива, выходу пламени за пределы камеры и высокой неравномерности температурного поля на входе в сопловой аппарат турбины, а также к повышению выбросов ток-

сичных веществ. Поэтому для увязки координально противоположных требований (снижение потерь в камере и устойчивые характеристики ГТД) на практике приходится принимать компромиссные решения.

2. С увеличением скорости на входе в камеру сгорания величина потерь возрастает, поэтому доводка камер сгорания форсированных по скорости на входе, весьма затруднительна и требует выполнения комплекса сложных мероприятий.

Сравнение полученных в эксперименте данных для камеры сгорания $\Sigma F_{жт}/F_K = 1,23$ с результатами расчетов проведенных по предложенной методике выявили хорошую их сходимость, что позволяет применять данную методику при проектировании и доводке камер сгорания ГТД.

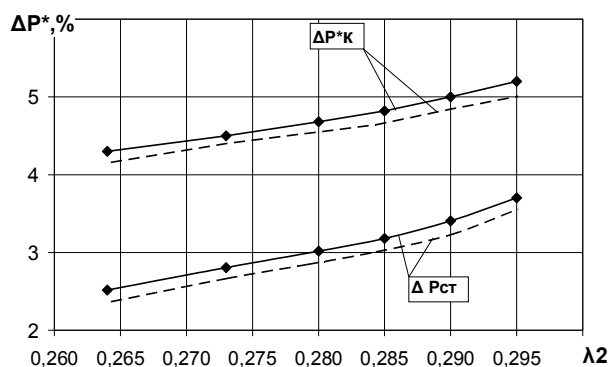


Рис. 4. Гидравлические потери в камере сгорания и на стенках жаровой трубы:
♦ — эксперимент; — — расчет

В табл. 2 приведены некоторые геометрические характеристики и режимы работы камер сгорания отечественных и зарубежных двигателей.

Обработав данные по известным уровням потерь в камерах сгорания представленных двигателей, построена гистограмма (рис. 5), которая позволяет говорить, что укороченная многофорсуночная камера относится к группе камер с низким уровнем гидравлических потерь.

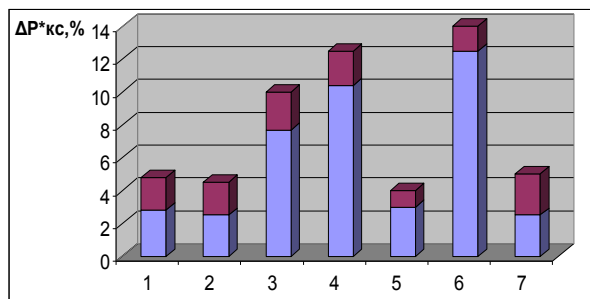


Рис. 5. Потери в камерах сгорания:
1 — НК-16СТ; 2 — АИ-20; 3 — ВД-7; 4 — РД-37;
5 — J-79; 6 — Т-56; 7 — J-57;
■ — суммарные потери в камере сгорания;
■ — потери в диффузоре

Литература

1. Маркушин, А.Н. Особенности организации процессов в укороченных камерах сгорания конвертированного ГТД [Текст] / А.Н. Маркушин, А.В. Бакланов // Вестник двигателестроения. — 2012. — № 2. — С. 170-173.
2. Данильченко, В.П. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / В.П. Данильченко. — Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. — 620 с.
3. Безотрывность потока при больших углах расширения в кольцевых профилированных диффузорах [Текст] / В.П. Савченко, А.М. Постников, В.Н. Лавров, Ю.И. Цыбизов // Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей: тез. докл. IV Всероссийской НТС. — Самара, 2002. — С. 134-136.
4. Абрамович, Г.П. Прикладная газовая динамика [Текст] : учеб. руководство. Ч. 1 / Г.П. Абрамович. — М.: Наука, 1991. — 600 с.
5. Ахметзянов, А.М. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей [Текст]: учеб. для вузов / под ред. А.М. Ахметзянова. — М.: Машиностроение, 2000. — 454 с.

Таблица 2

Геометрические характеристики и режимы работы камер сгорания ГТД

ГТД	НК-16СТ	АИ-20	ВД-7	РД-37	J-79	Т-56	J-57
$F_{отв}/F_K$	1,23	1,48	2,17	2,37	2,1	1,82	1,1
$L_{диф}, мм$	170	220	252	212	200	188	280
$C_2, м/с$	123	110	171	190	123	158	126
$L_{КС}, мм$	347	705	1039	776	758	803	1320

Поступила в редакцию 26.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Щукин, Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ, Казань.

ГІДРАВЛІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ УКОРОЧЕНОЇ БАГАТОФОРСУНОЧНОЇ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ВМД

А.М. Маркушин, А.В. Бакланов

У статті описуються особливості конструкції укороченої багатофорсуночної камери згоряння газотурбінної установки НК-16СТ. Представлено експериментальну установку, методику і результати випробування з визначення гідравлічних втрат у камері згоряння з різним ступенем розкриття жарової труби. Запропоновано інженерний розрахунок, заснований на емпіричних даних, що дозволяє визначити втрати в камері згоряння ВМД. Проведено порівняльний аналіз гідравлічних втрат в камерах згоряння інших ВМД, який показав, що досліджена камера відноситься до групи камер з невеликими втратами.

Ключові слова: камера згоряння, експериментальне дослідження, конструкція, газотурбінний двигун, конвертування, гідравлічні втрати.

HYDRAULIC CHARACTERISTICS OF SHORTENED MULTI-ATOMIZER COMBUSTOR OF GTE

A.N. Markushin, A.V. Baklanov

The paper describes design features a shortened multi-atomizer combustion gas turbine unit NK-16ST. Experimental setup, methodology and results of the tests to determine the hydraulic losses in the combustion chamber with varying extent of disclosure of the flame tube are presented. An engineering calculation based on empirical data that allows you to determine the losses in the combustion chamber of GTE is proposed. A comparative analysis of the hydraulic losses in combustion chambers of other GTE was carried out, which showed that the studied combustion chamber refers to a group of combustion chambers with small losses.

Key words: combustion chamber, experimental research, design, gas turbine engine, converting, hydraulic loss.

Маркушин Андрей Николаевич – главный конструктор ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение», Казань, Россия, e-mail: AMarkushin@kmpo.ru.

Бакланов Андрей Владимирович – ведущий инженер-конструктор ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение», Казань, Россия, e-mail: andreybaklanov@bk.ru.

УДК 621.452.3

И.Ф. КРАВЧЕНКО, В.Н. ЖУРАВЛЕВ, С.А. БОРЗОВ*ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина*

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ НА УСТОЙЧИВОСТЬ РАБОТЫ ГТД

Нормативная методика обработки результатов испытаний по определению границ устойчивой работы камеры сгорания применяется в течение длительного периода времени и, в связи с развитием средств измерений и методов цифровой обработки сигналов, требует оптимизации и адаптации к существующему уровню техники. Проведен анализ результатов исследований устойчивости работы камеры сгорания двигателя АИ-450. Учитывая квазистационарность исследуемых сигналов и недостатки метода исследования подобных сигналов путем расчета амплитудного спектра коэффициентов преобразования Фурье, предложена методика помехоустойчивого измерения и расчета параметров пульсаций давления основанная на методе оконного анализа спектральной плотности мощности. Показано, что изменение коэффициента корреляции функций изменения частоты вибрации деталей двигателя и математического ожидания широкополосного сигнала процесса турбулентного горения свидетельствует об изменении расчетного режима работы двигателя. Для формализации полученных результатов исследований необходимы более глубокие теоретические исследования энергетических взаимосвязей параметров процессов турбулентного горения в камере сгорания на переходных режимах ГТД.

Ключевые слова: камера сгорания, турбулентное горение, методика измерения параметров пульсаций давления.

Введение

При сертификации газотурбинных двигателей (ГТД) для гражданских и военных летательных аппаратов нормативной документацией [1] оговаривается необходимость проведения расчетно-экспериментальных работ по определению границ устойчивой работы камеры сгорания. Признаками стабильной работы камеры сгорания (КС) является работа без срывов пламени и вибрационного горения (ВГ).

Нормативной документацией оговариваются: схема препарировки камеры сгорания, измерительная аппаратура для проведения работ и методика обработки результатов. Нормативная методика обработки результатов испытаний применяется в течение длительного периода времени и, в связи с развитием средств измерений и методов цифровой обработки сигналов, требует, на наш взгляд, оптимизации и адаптации к существующему уровню техники и научно-техническому потенциалу научных организаций авиационной промышленности. При выполнении намеченного плана работ, по доказательству возможности применения вибрационных датчиков для обнаружения признаков ВГ в узле камеры сгорания, был выполнен ряд испытаний, как уменьшенных моделей камер сгорания в лабораторных условиях, так и полноразмерных двигателей в условиях испытательных стендов предприятия. Не-

обходимо отметить, что вибрационный метод проверки наличия процесса ВГ значительно сокращает финансовые затраты разработчиков при сертификации двигателей, его различные варианты уже применяются организациями проектирующими и эксплуатирующими ГТД [2 – 4]. Метод исследования новых параметров процесса горения, естественно, требует доработки теории, практики и методики исследований.

1. Основная часть

Как отмечалось в [4], в случае проведения работ по доказательству отсутствия режима ВГ в узле камеры газотурбинного двигателя во всем диапазоне рабочих условий, анализировать показания вибрационного датчика (датчиков) установленных на корпусе камеры сгорания в непосредственной близости от источника термоакустических колебаний – пламени. Для увеличения достоверности анализируемой информации её обработка проводилась по двум независимым каналам измерений: давления, в двух точках объема КС, и вибрации её корпуса в окрестности точек измерения давления. Следует также отметить, что отдельный вибрационный датчик был расположен в непосредственной близости от места подвода топлива на рабочие форсунки двигателя. Такое расположение датчика мы считаем необходимым для анализа пульсаций

топлива, создаваемых насосом-дозатором, которые могут являться определяющим фактором в возникновении предпосылок ВГ. Тип двигателя, участвовавший в эксперименте, был сертифицирован - доказано отсутствие склонности этого типа двигателей к возникновению ВГ во всех эксплуатационных режимах. В связи с этим нами было предусмотрено применение дополнительного регулируемого выхлопного устройства (РВУ), как средства для создания предпосылок к уменьшению объемной скорости течения газа в КС, нерасчетному режиму работы двигателя и возможности возникновения процесса ВГ.

Измерение давления воздуха в кольцевом канале камеры сгорания в сечении непосредственно на выходе из компрессора проводилось последовательно двумя типами датчиков ДМИ и МИДА. В непосредственной близости к точке замера, был расположен вибрационный датчик АВС-017-04. Вторая пара датчиков располагалась в сечении, наиболее удаленном от первого по оси КС. Одновременно с измерением уровня давления воздуха в кольцевых каналах выполнялось измерение давления газа в полости жаровой трубы и давления топлива в рабочих форсунках. Для выполнения работ были использованы датчики ДДИ и ДМИ (МИДА).

Работа двигателя имитировала цикл эквивалентно-циклических испытаний. Выполнялось три испытательных цикла. Первый цикл служил для выполнения тарировки и согласования показаний измерительной аппаратуры. Второй цикл выполнялся с полностью раскрытым РВУ. Третий цикл выполнялся с закрытым РВУ.

В результате ранее проведенных теоретических и экспериментальных исследований [5, 6] доказано - для процесс ВГ характеризуется регулярным изменением параметров скорости горения, температуры, давления (в камере сгорания), состава продуктов горения и т. п. Вибрационное горение возникает при наличии положительной обратной связи между процессами вибраций деталей ГТД, изменения давления в камере сгорания и скоростью горения. Таким образом, параметрами сигналов датчиков вибраций, которые характеризуют процессы вибрационного горения в камере сгорания, являются:

- регулярные колебания давления газа в КС в частотном диапазоне $\Delta\Omega = (100 - 1000)$ Гц;
- широкая полоса этих колебаний, как минимум на порядок шире, чем роторных и зубцовых сигналов;
- математическое ожидание частоты широкополосного сигнала ВГ коррелированно с гармониками сигналов деталей ГТД.

Анализ результатов экспериментальных исследований выполнялся по следующей методике.

1. Проводился расчет частотных параметров сигналов вибраций вращающихся деталей коробок приводов, турбины высокого давления, свободной турбины и насоса-дозатора на всех режимах работы ГТД.

2. Учитывая: квазистационарность исследуемых сигналов $s(t)$ и недостатки метода исследования подобных сигналов [7] методом расчета амплитудного спектра $S(A, \omega)$ коэффициентов преобразования Фурье

$$S(A, \omega) = \int_t s(t) \exp(-j\omega t) dt, t \in [Ta], \omega \in [\Delta\Omega]$$

нами был применен метод оконного анализа спектральной плотности мощности (СПМ) $N[s(\Delta\Omega, t)]$ в соответствии с теоремой Винера-Хинчина [8]. Плотность мощности определялась как преобразование Фурье от автокорреляционной функции

$$R_{ss}(t, \tau) = \int_0^{Ta} [s(t, \tau), s(t, \tau)] d\tau, \tau \in (Ta) \quad \text{сигнала на}$$

оконном интервале анализа Ta :

$$N_1(\omega, t) = \int_0^{Ta} R_{ss}[s(t, \tau)] \exp^{-j\Delta\omega t} d\tau, \quad (1)$$

$$\omega \in [\Delta\Omega], t \in (Ta).$$

Для дальнейшего анализа целесообразно исследовать функцию удельной спектральной плотности мощности:

$$N[s(\Delta\Omega, t)] = \left(\frac{N_1(\omega, t)}{N_0} \right), \quad (2)$$

$$t \in Ta, \omega \in [\Delta\Omega],$$

где $N[s(\Delta\Omega, t)]$ – удельная мощность исследуемого сигнала $N_1(\omega, t)$ в полосе частот $\Delta\Omega$, отнесенная к полосе частот один Гц, $N_0 = 10^{-12}$ Вт/м² – удельная мощность не зависящая от частоты и соответствующая абсолютному нулевому уровню звука, Ta – временной интервал окна анализа, величина которого определяется постоянной времени τ_g процесса горения топлива в камере сгорания. Отношение $Ta/\tau_g \gg 1$ – целое число, которое в совокупности с несущими частотами сигналов, определяет базу помехоустойчивости метода в соответствии с теорией шумоподобных сигналов [9].

В связи с большим динамическим диапазоном амплитуд суперпозиции сигналов роторных частот и ВГ целесообразно исследовать логарифм выражения (2), т.о. математическая модель анализируемого сигнала:

$$N[s(\Delta\Omega, t)] = 10 \lg_{10} \left(\frac{N_1(\omega, t)}{N_0} \right) \text{dB}, \quad (3)$$

$$t \in Ta, \omega \in [\Delta\Omega].$$

2. Обсуждение результатов исследования

Графики функции (3) рассчитанные для сигналов вибродатчиков приведены на рис. 1 – 4:

$n = 1$ – датчик, расположенный на выходе из компрессора,

$n = 2$ – датчик, расположенный в зоне рабочих форсунок. В имени файла указано положение заслонки РВУ:

otkr – заслонка открыта;

zakr – заслонка закрыта (проходное сечение уменьшено на 70 мм).

Измеренные значения частот роторных вибраций: свободная турбина – 650 Гц, турбина турбокомпрессора – 883 Гц. Частота пульсаций давления топлива, соответствующая режиму работы насоса-дозатора – 1256 Гц.

Нами был проведен анализ функции (3) сигналов датчиков давления и вибраций в частотном диапазоне (10 - 1000) Гц. Были зафиксированы сигналы, соответствующие процессу турбулентного горения (ТГ) в окрестностях функций сигналов первых роторных гармоник свободной турбины и турбины турбокомпрессора. Амплитуда этих сигналов значительно менее 1% от роторных, что соответствует имеющемуся заключению сертификационных испытаний по отсутствию склонности двигателя к вибрационному горению. В результате исследований от-

мечена практически единичная корреляция сигналов датчиков давления и вибраций, что соответствует физической модели. Изменение давления - девиация потенциальной энергии, изменения сигнала вибраций девиация ускорения поверхности, т.е. первой производной скорости, квадрат которой входит в выражение для кинетической энергии. Считаем, что данная информация не актуальна для настоящей статьи и будет приведена в отдельной публикации. В результате анализа функции (3) в частотном диапазоне (1150 - 1350) Гц пульсаций давления насоса-дозатора были отмечены изменения параметров сигналов ТГ, соответствующие изменению расчетного режима работы ГТД. Зафиксировано.

1. Уход математического ожидания частоты сигналов ТГ от частоты пульсаций давления насоса-дозатора на стационарных режимах МК и МП (интервал времени 100 - 250 с).

2. Расширение полосы частот, что эквивалентно увеличению мощности потерь и увеличению потенциальной энергии газов в жаровой трубе.

3. Рост амплитуд сигналов ТГ на (5 - 7)%, что эквивалентно увеличению вероятности возникновения процесса вибрационного горения в исследуемом диапазоне частот.

Выводы анализа функций СПМ (3) подтверждаются формой сигнала на (80 – 100) с. и (270 – 300) с., который соответствует переходным режимам работы двигателя.

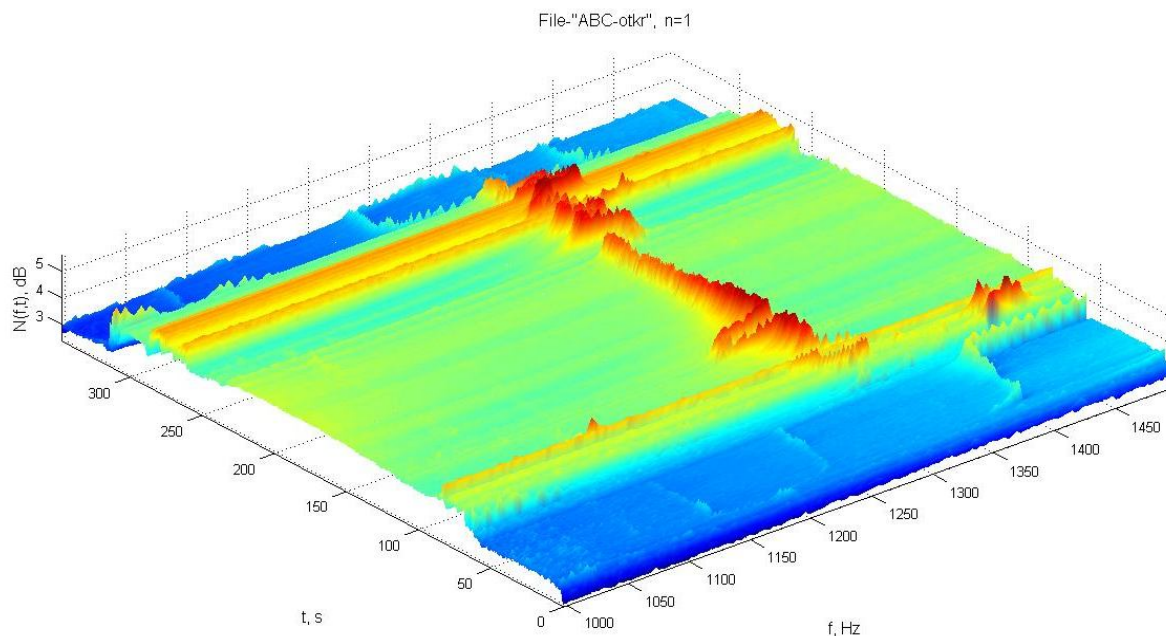


Рис. 1. График функции СПМ первого датчика 1 при открытой заслонке РВУ

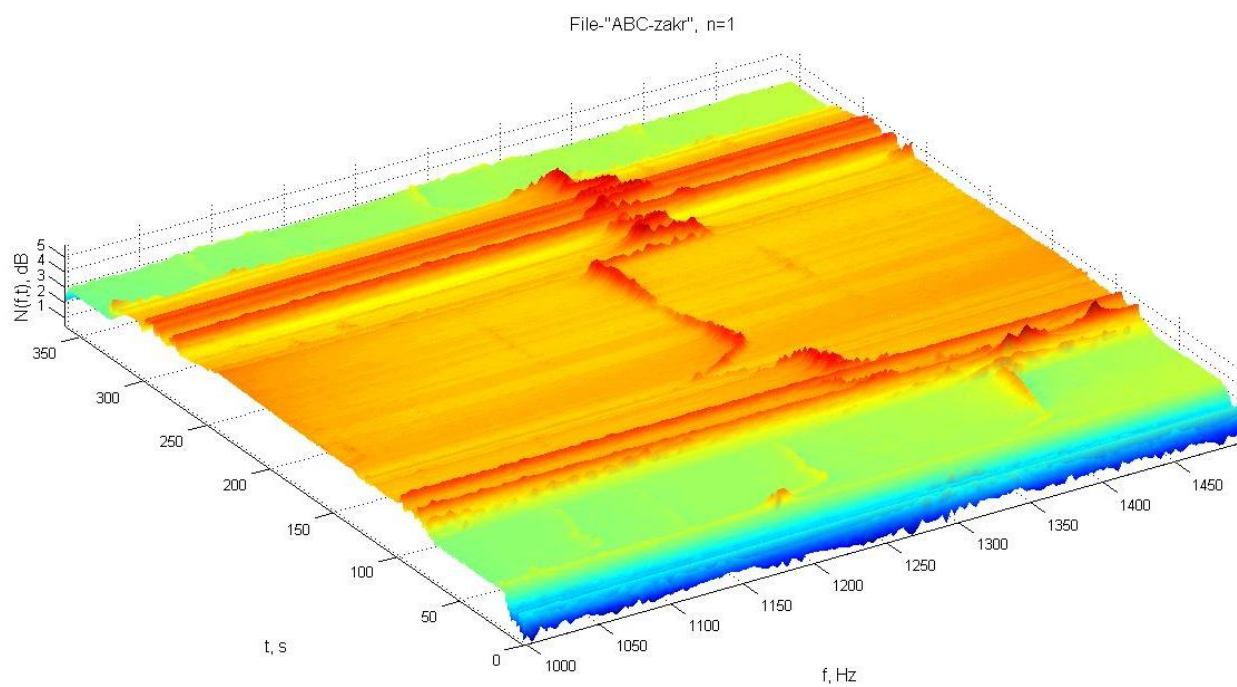


Рис. 2. График функции СПМ первого датчика при закрытой заслонке РВУ

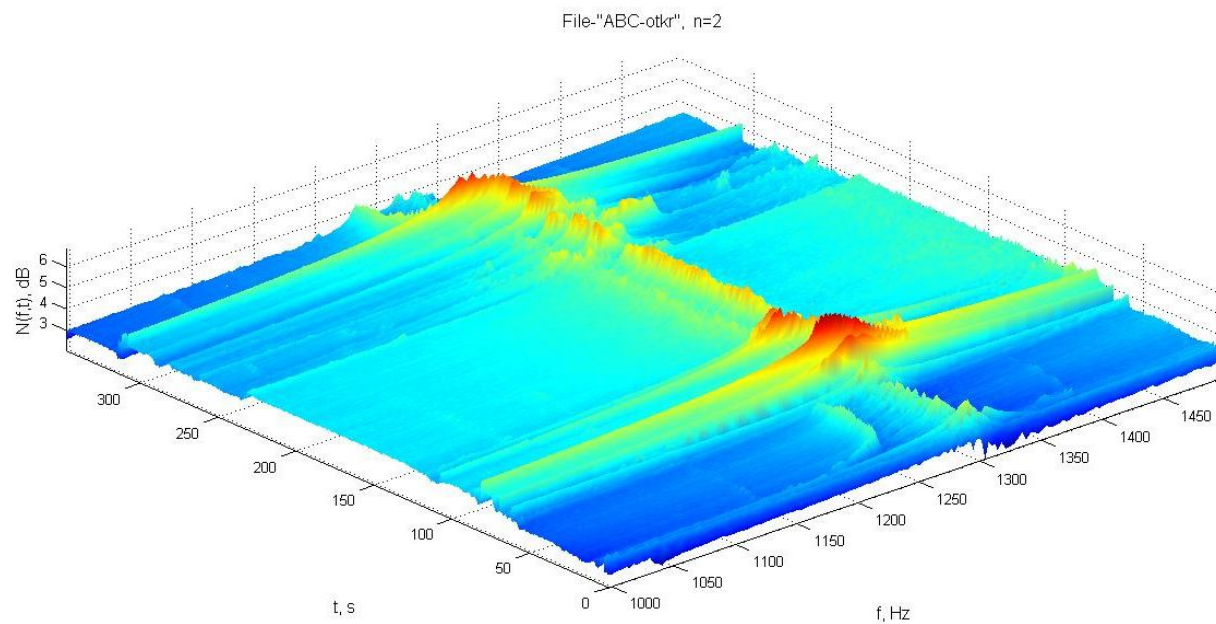


Рис. 3. График функции СПМ второго датчика при открытой заслонке РВУ

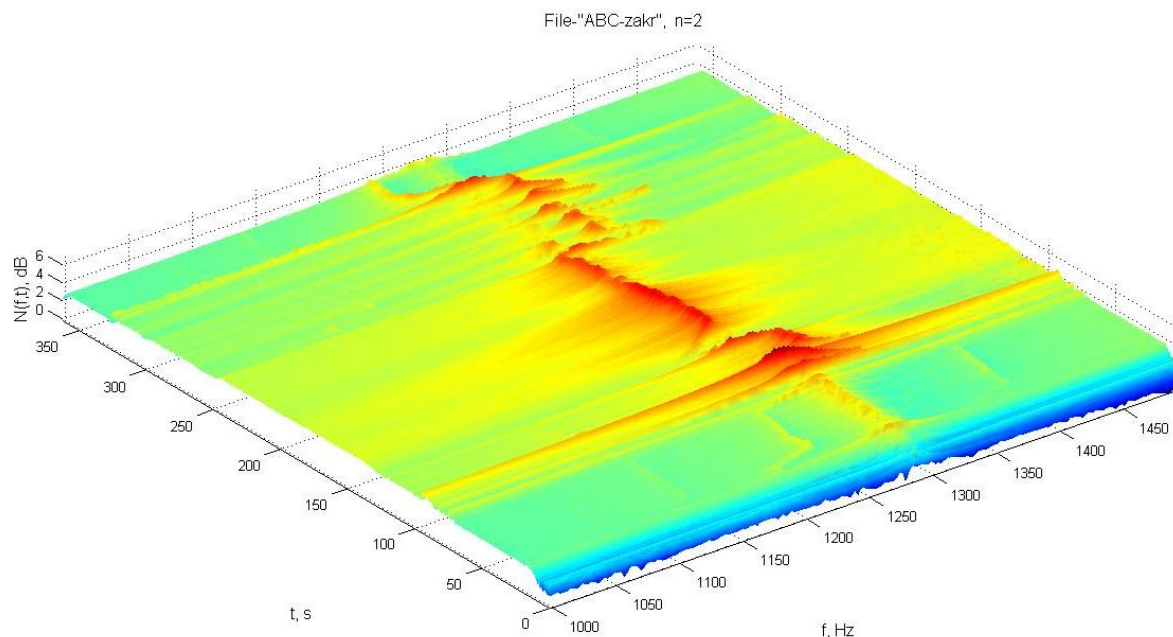


Рис. 4. График функции СПМ второго датчика при закрытой заслонке РВУ

Выводы

Анализ результатов экспериментальных исследований позволяет сделать следующие выводы.

1. Подтверждена эффективность анализа параметров акустических сигналов вибраций КС для идентификации процесса изменения расчетного режима работы ГТД.

2. Предложена и апробирована методика измерения параметров акустических и вибрационных сигналов КС ГТД, которая показала свою информационную (по сравнению с традиционной) и экономическую эффективность.

3. При искусственном создании режимов нестабильной работы наблюдалось уменьшение коэффициента корреляции функций изменения гармоничности сигнала частоты роторной вибрации свободной турбины (для исследуемого типа ГТД) и математического ожидания частоты сигнала турбулентного горения свидетельствует о недопустимом изменении режима работы двигателя.

4. Для формализации полученных результатов исследований необходимы более глубокие теоретические исследования энергетических взаимосвязей параметров процессов турбулентного горения в КС на переходных режимах ГТД.

При разработке ГТД четвертого и пятого поколений многие процессы, происходящие в двигателе, изучены, их дальнейшая незначительная оптимизация требует значительных финансовых и временных затрат. Полученные ГП «Ивченко-Прогресс» ре-

зультаты исследований процесса ВГ определяют задачи, решение которых позволит продлить ресурс, увеличить экономичность и уменьшить уровень акустических шумов ГТД. Специалистами ГП «Ивченко-Прогресс» определен ряд мероприятий, реализация которых будет выполнена в ближайшее время. При положительных результатах экспериментальных исследований они будут внедрены в конструкции созданных и находящихся в разработке ГТД как авиационного, так и наземного применения.

Литература

1. *Авиационные правила. Часть 33. Нормы летной годности двигателей воздушных судов [Текст] / отв. ред. А.Н. Кузнецов: Международный авиационный комитет. – М.: ОАО АВИАИЗДАТ, 2004. – 44 с.*
2. Потерянский, Л.И. *Исследование вибрационного состояния газотурбинной установки SIMENS V64.3A на пусковых режимах и под нагрузкой при опытно-промышленной эксплуатации [Электронный ресурс] / Л.И. Потерянский, С.Л. Потерянский. – 23 с. – Режим доступа: http://www.nppmera.ru/assets/files/vibro-expert_example.pdf. – 10.05.2013.*
3. *Применение средств вибрационной диагностики для защиты от вибрационного горения. [Текст]/С.В. Лозня, С.С. Некрасов, В.Г. Соляник, М.И. Торхов, А.В. Френев, В.Н. Якунин // Вибрации в технике и технологиях. – 2001. – №4 (20). – С. 57–60*
4. Борзов, С.А. *Анализ эффективности методов обнаружения процесса вибрационного горения в камерах сгорания газотурбинных двигателей*

[Текст] / С.А. Борзов, В.Н. Журавлев // Системні технології. Регіональний міжвузівський збірник наукових праць. – № 2(85). – Дніпропетровськ, 2013. – С. 3 – 5.

5. Раушенбах, Б.В. Вибрационное горение [Текст] / Б.В. Раушенбах. – М.: Из-во физ.-мат. лит-ры, 1961. – 500 с.

6. Зарембо, Л.К. Введение в нелинейную акустику (Звуковые и ультразвуковые волны большой интенсивности) [Текст] / Л.К. Зарембо, В.А. Крайников. – М.: Наука, 1966. – 519 с.

7. Журавлев, В.Н. Методическая и информаци-

онная адекватность гармонических методов анализа и идентификации речевых сигналов [Текст] / В.Н. Журавлев, В.С. Кабак // Системні технології: зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: Національна металургійна академія України, 2009. – Вип. 2 (61). – С. 70 – 78.

8. Сергиенко, А.Б. Цифровая обработка сигналов [Текст] / А.Б. Сергиенко. – СПб.: Питер, 2003. – 608 с.

9. Урядников Ю.Ф. Сверхширокополосная связь [Текст] / Ю.Ф. Урядников, Ю.Ф. Аджемов. – М.: СОЛОН-Пресс, 2005. – 368 с.

Поступила в редакцию 27.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: канд. техн. наук, доцент кафедры В.С. Чигрин, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ У КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ НА СТІЙКІСТЬ РОБОТИ ГТД

І.Ф. Кравченко, В.М. Журавльов, С.А. Борзов

Нормативна методика обробки результатів випробувань по визначенню меж стійкої роботи камери згоряння застосовується протягом тривалого періоду часу й у зв'язку з розвитком засобів вимірювань та методів цифрової обробки сигналів, вимагає оптимізації й адаптації до існуючого рівня техніки. Проведений аналіз результатів досліджень стійкості роботи камери згоряння двигуна АІ-450. Враховуючи квазістаціонарність досліджуваних сигналів і недоліки методу дослідження подібних сигналів шляхом розрахунку амплітудного спектру коефіцієнтів перетворення Фур'є, запропонована методика завадостійкого виміру та розрахунку параметрів пульсацій тиску заснована на методі віконного аналізу спектральної щільності потужності. Показано, що зміна коефіцієнту кореляції функцій зміни частоти вібрації деталей двигуна й математичного сподівання широкосмугового сигналу процесу турбулентного горіння свідчить про зміну розрахункового режиму роботи двигуна. Щодо формалізації отриманих результатів досліджень необхідні більш глибокі теоретичні дослідження енергетичних взаємозв'язків параметрів процесів турбулентного горіння в камері згоряння на перехідних режимах ГТД.

Ключові слова: камера згоряння, турбулентне горіння, методика виміру параметрів пульсацій тиску.

RESEARCH THE IMPACT OF PRESSURE PULSATION IN COMBUSTION CHAMBER ON STABILITY WORK OF GAS TURBINE ENGINE

I.F. Kravchenko, V.N. Zhuravlev, S.A. Borzov

Normative methodic of analysis test-bench results by definition of boundaries stable work combustion chamber have being applied for a long period of time and in connection with the development of sensors and digital processing of signals demanding the kind of optimization and adaptation to the existing level of technical equipment. The analysis of research stability work combustion chamber the AI-450 engine is presented. Taking into consider quasi-stationary of investigated signals and disadvantages of methodic examination of similar signals by the calculation amplitude spectrum the Fourier transform coefficients method the methodic of noise immunity measurement and calculation the pressure pulsation parameters based on the method short-time Fourier transform power spectral density are proposed. It is shown that coefficient correlation function of frequency change engine parts vibration and expected value broadband signal process of turbulent combustion testify about change of rated duty of engine. To formalize gained research results necessary study in-depth energy interconnection turbulent combustion process parameters in combustion chamber during transient behavior of gas turbine engine.

Key words: combustion chamber, turbulent combustion, method of measurement, pressure pulsation parameter.

Кравченко Игорь Федорович – канд. техн. наук, Генеральный конструктор ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: root@ivchenko-progress.com.

Журавлев Владимир Николаевич – д-р техн. наук, ведущий конструктор отдела приводов ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: ws50@i.ua.

Борзов Сергей Анатольевич – ведущий конструктор отдела камер сгорания, руководитель группы жаровых труб ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: kpr345@i.ua.

УДК 621.181.27.001.5

В.С. КОРНИЕНКО*Херсонский филиал Национального университета кораблестроения
им. адмирала Макарова, Украина*

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ РОТАЦИОННЫХ ФОРСУНОК МАЛОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Представлены результаты исследований дисперсных характеристик ротационных форсунок при малых расходах мазута и водомазутной эмульсии. Представлены кривые влияния на величину среднего диаметра капель распыленного топлива частоты вращения и диаметра распыливающего конуса. Рассмотрено влияние напора воздуха на величину корневого угла факела, распределение топлива по радиусу и оси топочной камеры, изменение удельных потоков по оси и радиусу факела, коэффициент неравномерности распределения распыленной жидкости. Получено критериальное уравнение для определения среднего диаметра капель при распыливании водомазутных эмульсий ротационными форсунками.

Ключевые слова: ротационная форсунка, дисперсные характеристики, дожигание топлива, водомазутная эмульсия.

Анализ проблемы и постановка цели исследований

При использовании современных главных двигателей (ГД) мощностью ниже 15 МВт энергии, полученной при утилизации выхлопных газов, может оказаться недостаточно для выработки пара в УК даже двух давлений для обеспечения работы утилизационного турбогенератора (УТГ) и паровых потребителей судна при таких значениях мощности ГД. Это связано со снижением температуры выхлопных газов ДВС. Поэтому необходимо искать пути использования утилизации теплоты не только выхлопных газов, но и наддувочного воздуха, чтобы получить минимальный расход топлива в ходовом режиме. И если этой теплоты недостаточно, то (как показывают расчеты) остается только путем дожигания топлива в потоке выхлопных газов перед УК незначительно увеличить теплоту с выхлопными газами, чтобы достичь необходимого уровня работы УТГ.

При дожигании дополнительного топлива возрастет температура выхлопных газов на входе в УК, что позволит повысить температуру и давление генерируемого в УК перегретого пара, а также его расход с целью увеличения мощности утилизационной паротурбинной установки до уровня, при котором исключается работа дизель-генераторов в ходовом режиме и обеспечиваются потребители пара. При дожигании топлива в потоке выхлопных газов необходимо обратить внимание на организацию процесса горения этого топлива и как показывают проведенные исследо-

вания лучше сжигать водомазутные эмульсии (ВМЭ) определенного состава.

Накоплен и подробно описан достаточно большой опыт практического использования эмульгированных топлив. Жидкие эмульгированные топлива сгорают быстрее, чем безводные. Вода не ухудшает, а улучшает процессы горения по причине дополнительного дробления капель топлива вследствие микровзрывов, увеличения поверхности горения частиц и хорошего перемешивания горючего с воздухом. Процессы смесеобразования, воспламенения и горения обводненного эмульгированного топлива протекают более интенсивно, чем безводного, и поэтому обеспечиваются лучшие показатели сгорания как по времени, так и по полноте, что важно при дожигании небольших количеств топлива. При малых расходах топлива эффективное распыливание возможно только при применении пневматических, паровых, ротационных форсунок. В котлах малой производительности предпочтение отдают ротационным форсункам. Поэтому при необходимости сжигать небольшие количества топлива **актуальным** решением может оказаться применение ротационных форсунок.

Экспериментальных данных по работе ротационных форсунок мало, что не позволяет обработать их по критериальному уравнению и тем более для определения среднего размера капель [1].

В [2] представлены результаты экспериментальных исследований распыления китайского мазута марки 200 с присадками воды горелкой фирмы «Saacke» с ротационной форсункой. При увеличении содержания воды в ВМЭ до 25 % наблюдается

уменьшается концентрации твердых остатков сгорания топлива, оксида углерода и углеводов, что свидетельствует об эффективности сжигания ВМЭ. Но в [2] не представлены данные о работе ротационных форсунок.

Согласно литературным данным диаметр капль, полученных при распыливании топлив оказывают влияние и на эмиссию NO_x , твердых частиц.

В [3] опубликованы данные экспериментальных исследований Маршалла по диаметрам капль при больших расходах жидкости, распыляемой вращающимся диском.

В [4] приведена критериальная зависимость для определения относительного среднемассового диаметра капль при распылении жидкости ротационными форсунками с расходом на уровне 400...1100 кг/ч.

В рассмотренных литературных источниках отсутствуют данные о дисперсных характеристиках распыливания ВМЭ.

В [1] средний размер капль d_k при работе ротационных форсунок зависит от таких значений:

$$We = \frac{v_2^2 \rho_2 \delta}{\sigma} - \text{критерия Вебера, представляющего}$$

соотношение скоростного напора к давлению поверхностного натяжения;

$$La = \frac{\rho_1 v_1^2}{\sigma \delta} - \text{критерия Лапласа, определяющего}$$

соотношение сил вязкости и поверхностного натяжения жидкости;

$M = \rho_2 / \rho_1$ – критерия, характеризующего собой инерционные свойства газовой среды и жидкости;

$N = \mu_2 / \mu_1$ – критерия представляющего соотношение сил вязкости газовой среды и распыливаемой жидкости.

В приведенных формулах принято:

d_k – диаметр капли;

δ – толщина пленки жидкости;

σ – коэффициент поверхностного натяжения;

μ_1, μ_2 – коэффициент динамической вязкости жидкости и газовой среды;

ρ_1, ρ_2 – плотность жидкости и газовой среды.

Поток жидкости характеризуется неопределенностью граничных условий на свободной поверхности пленки, что не позволяет получить в явном виде уравнение движения жидкости.

По данным [3] в случае принятия постоянства статического давления в слое пленки и среднерасходной безнапорной скорости ее движения в [4] получена формула для определения толщины пленки примет вид:

$$\delta = \left[\frac{3v_{ж}G}{2\pi n^2 r^2 \sin \varphi} \right]^{1/3},$$

где $v_{ж}$ – коэффициент кинематической вязкости жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$;

G – расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$;

n – частота вращения конуса, с^{-1} ;

r – внутренний радиус на выходе из конуса, м ;

φ – осевой угол скоса выходной кромки конуса.

Толщина пленки, подвергающейся распаду в окружающей среде, определяется зависимостью [4]:

$$\delta = \frac{G^{2/3}}{(4\pi n)^{2/3} v} = \frac{0,43G^{2/3}}{n^{1/3} v}.$$

Распад пленки жидкости на капли при выходе из распыливающего конуса происходит в результате взаимодействия пленки с первичным распыляющим воздухом, который движется относительно пленки со скоростью около 100 м/с через узкую щель, образованную внутренней поверхностью канала диаметром d_b и наружной поверхностью распыливающего конуса диаметром d_n .

В [4] представлено также критериальное уравнение для определения относительного среднемассового диаметра капль в виде:

$$\frac{d_k}{\delta} = 5,45 We^{-0,5} P_1^{0,25} P_2^{0,2} La^{0,2},$$

где $P_1 = Y / \delta$ – относительный поперечный размер участка интенсивного взаимодействия струи потока воздуха и пленки;

$P_2 = X / \delta$ – относительный продольный размер участка интенсивного взаимодействия струи потока воздуха и пленки, определение которого сложно и требует дополнительных сведений.

Цель работы – исследование дисперсных характеристик ротационных форсунок при малых расходах мазута и ВМЭ; получение критериального уравнения для определения среднего диаметра капль при распыливании ВМЭ.

Результаты исследования

Ротационные форсунки менее чувствительны к вязкости мазута, поскольку топливо перед распыливанием, омывая внутреннюю поверхность распыливающего конуса, подвергается воздействию высокой температуры, в результате чего вязкость мазута быстро снижается, т.к. температура поверхности конуса достигает до 200 °С.

Высокая частота вращения конуса позволяет очень мелко раздробить топливо, что позволяет лучше организовать смесеобразование и обеспечить

полное выгорание топлива при очень низких избытках воздуха.

Следует обратить внимание также на характерную особенность ротационных распылителей, для которых уменьшение нагрузки по количеству распыляемой жидкости приводит к уменьшению толщины пленки, срывающейся с кромки распыляющего конуса, и диаметра капель. При этом важно, чтобы с кромки конуса срывалась именно пленка топлива, которая затем дробится при встрече с потоком воздуха. Если пленка топлива, растекающаяся под действием центробежных сил, начинает дробиться еще на внутренней поверхности конуса, то с кромки начнут срываться крупные капли.

Исследования дисперсных характеристик ротационных форсунок были проведены на специальных стендах.

При использовании топлив и ВМЭ осуществлялся их подогрев до 90 °С.

Распыливание воды проводилось в холодном состоянии.

На специальных стендах исследовалось влияние на величину среднего диаметра капель распыляемого топлива частоты вращения и диаметра распыляющего конуса.

Исследовалось также влияние напора воздуха на величину корневого угла факела, на распределение топлива по радиусу и оси топочной камеры, на изменение удельных потоков (в виде их относительных величин) по оси и радиусу факела, на коэффициент неравномерности распределения распыленной жидкости и др.

Для определения диаметра капель распыленной жидкости применялся метод улавливания капель на предметные стекла, покрытые слоем вязкой жидкости, в которой капли распыленной жидкости не растворяются. В данном случае в качестве такой жидкости применено компрессорное масло. При ударе капли жидкости о поверхность пластинки получается отпечаток [3], по размерам которого определялся диаметр капель. В качестве распыляемых жидкостей применялись мазут и ВМЭ, содержащая 30 % воды и 70 % мазута, и для сравнения вода.

На рис. 1 представлены экспериментальные зависимости диаметра капель распыленной жидкости по сечению факела при разных расходах жидкости и постоянной частоте вращения. При расходе воды около 1 кг/ч средний диаметр капель находился в пределах 20...25 мкм.

При таком же расходе мазута диаметр капель увеличивается до 35 мкм, что объясняется его более высокой вязкостью. Значения диаметров капель ВМЭ занимают промежуточное значение (около

30 мкм), что может быть объяснено влиянием включений воды, находящейся в мазуте, на разрушение пленки эмульсии после кромки распыляющего конуса. С увеличением расхода воды диаметр капель распыляемой воды увеличивается до 35 мкм (при расходе 3 кг/ч) и до 50 мкм (при расходе 7 кг/ч). Кроме того, наблюдается укрупнение капель от центра на периферию факела.

На диаметр капель большое влияние оказывает частота вращения распылителя. Как показывают исследования (рис. 2), при частоте вращения более $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$ наблюдается стабилизация качества распыла всех видов жидкости (диаметр капель находится в пределах 20...30 мкм). С уменьшением частоты вращения размеры капель распыленной жидкости резко увеличиваются, причем более крутой вид зависимости роста диаметра капель наблюдается для воды. Диаметр капель ВМЭ меняется по более пологой зависимости.

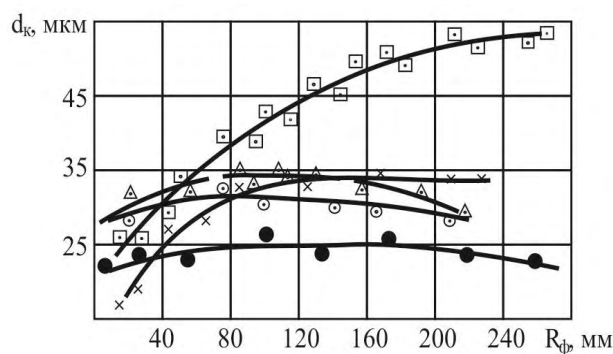


Рис. 1. Распределение капель (по величине диаметра) по сечению факела (диаметр распылителя $d_p = 25 \text{ мм}$; частота вращения $n = 6200 \text{ мин}^{-1}$)

- - расход воды 1,2 кг/ч;
- × - расход воды 3,0 кг/ч;
- - расход воды 7,0 кг/ч;
- - расход эмульсии 1,0 кг/ч;
- △ - расход мазута 1,0 кг/ч

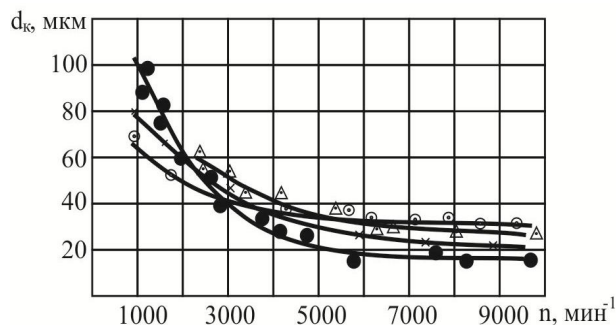


Рис. 2. Зависимость диаметра капель от частоты вращения распылителя (напор воздуха $h = 250 \text{ мм в. ст.}$, диаметр распылителя $d_p = 25 \text{ мм}$) (обозначения на рис. 1)

Опытным путем определялась также зависимость корневого угла факела от напора (рис. 3) воздуха и от частоты вращения распылителя. Корневой угол факела распыленной жидкости в большой степени определяется напором воздуха.

При увеличении напора воздуха корневого угла факела уменьшается. Увеличение частоты вращения распылителя также способствует уменьшению корневого угла факела, но в значительно меньшей степени.

Получены суммарные кривые относительно распределение потока распыленной жидкости по радиусу факела при разных диаметрах распылителя.

Определены поля удельных потоков распыленной жидкости.

Полученные кривые имеют ярко выраженный максимум, совпадающий с осью факела распыленной жидкости. Причем, форсунка с небольшим диаметром распылителя ($d_p = 25$ мм) при расходе 1,2 кг/ч имеет более равномерное поле удельных потоков распыленной жидкости. С удалением от выходной кромки распылителя поле удельных потоков выравнивается.

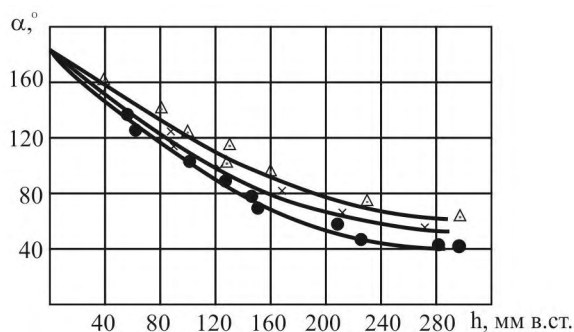


Рис. 3. Зависимость величины корневого угла факела от напора воздуха (частота вращения распылителя $n = 5500$ мин⁻¹, расход 4 кг/ч) при разных диаметрах распылителя:
● - $d_p = 25$ мм; × - $d_p = 26$ мм;
△ - $d_p = 28$ мм

Обработка полученных экспериментальных данных позволила получить критериальное уравнение для определения среднего диаметра капель ВМЭ в виде:

$$d_k = 5,8We^{-0,5}La^{0,2}\delta.$$

Экспериментальная проверка полученной критериальной зависимости показала, что предлагаемая зависимость рекомендуется при значениях We и La в пределах:

$$0,125 < We < 1,2;$$

$$107 < La < 920.$$

Сопоставление значений среднего диаметра капель, рассчитанных по предлагаемой зависимости с экспериментальными данными приведено на рис. 5.

Представленные зависимости показывают полное совпадение расчетных данных с экспериментальными при частотах вращения выше 5000 мин⁻¹ и небольшое расхождение в диапазоне от 2000 до 5000 мин⁻¹.

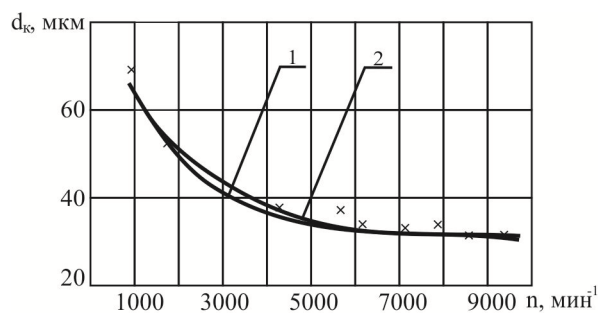


Рис. 4. Зависимость диаметра капель ВМЭ от частоты вращения распылителя (напор воздуха $h = 250$ мм в. ст., диаметр распылителя $d_p = 25$ мм):
1 - расход эмульсии 1 кг/ч (экспериментальные данные);
2 - расход 1 кг/ч (по расчетной формуле)

Выводы

1. Проведенные исследования показали, что при распыливании водомазутных эмульсий ротационными форсунками диаметр капель меньше, чем при распыливании мазута.
2. Получена критериальная зависимость для определения среднего диаметра капель при распыливании водомазутных эмульсий.

Литература

1. Геллер, З.И. Мазут как топливо [Текст] / З.И. Геллер. – М.: Недра, 1965. – 280 с.
2. Лоцицкий, Н.Г. Использование горелок с ротационной форсункой для сжигания мазута с присадкой воды [Текст] / Н.Г. Лоцицкий, В.Р. Котлер // Промышленная энергетика. – 2002. – №3. – С. 37-40.
3. Распыливание жидкостей [Текст] / В.А. Бородин, Ю.Ф. Дитякин, Л.А. Клячко, В.И. Ягодкин. – М.: Машиностроение, 1967. – 263 с.
4. Суменков, В.М. Модель распыливания жидкости ротационными форсунками [Текст] / В.М. Суменков, Л.И. Сень, О.В. Блинные // Судостроение. – 2008. – № 6. – С. 53-55.

Поступила в редакцию 21.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заместитель директора по научной работе А.В. Щедролосев, Херсонский филиал Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Херсон.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ РОТАЦІЙНИХ ФОРСУНОК МАЛОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ

В.С. Корнієнко

Представлені результати дослідження дисперсних характеристик ротаційних форсунок при малих витратах мазуту і водомазутної емульсії. Представлені криві впливу на величину середнього діаметру крапель розпиленого палива частоти обертання і діаметру розпилюючого конуса. Розглянуті вплив натиску повітря на величину кореневого кута факела, розподіл крапель палива по радіусу і осі паливної камери, а також зміна питомих потоків по осі і радіусу факела, коефіцієнт нерівномірності розподілу розпиленої рідини. Отримано критеріальне рівняння для визначення середнього діаметру крапель при розпилюванні водомазутних емульсій.

Ключові слова: ротаційна форсунка, дисперсні характеристики, допалювання палива, водомазутна емульсія.

RESEARCH OF SMALL PRODUCTIVITY ROTARY INJECTORS WORK

V.S. Kornienko

Researching results of dispersible rotational injectors performances at small fuel flows and water-fuel emulsion are presented. Curves influence revolutions per minute and diameter of spraying taper on average diameter size of drops of the sprayed fuel are presented. Agency of air pressure on magnitude of rooted angle of torch, fuel distribution on radius and cavity furnace axis, change of specific flows on an axis and torch radius, variation factor of distribution of the sprayed fluid are observed. The criteria equation for definition of average diameter of drops at blast injection of water fuel emulsions is gained.

Key words: rotational injector, dispersible performances, afterburning, water-fuel emulsion.

Корниенко Виктория Сергеевна – аспірант Херсонського філіала Національного університета кораблестроєння ім. адм. Макарова, Херсон, Україна, e-mail: Viki-4127@yandex.ru.

УДК 621.43.056

С.И. СЕРБИН, Н.А. ГОНЧАРОВА

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПЛАЗМЕННОЙ КИСЛОРОДНОЙ И КИСЛОРОДНО-ПАРОВОЙ ГАЗИФИКАЦИИ УГЛЕЙ

Статья посвящена вопросам моделирования процессов газификации низкосортных углей. Проведен ряд численных экспериментов, в результате которых определены основные параметры плазменной кислородной и кислородно-паровой газификации углей различного морфологического состава. По результатам расчетов определены теплотворные способности и количество массовых частей получаемого синтез-газа при газификации угля. Прогнозирование характеристик получаемого синтез-газа позволяет оценить дальнейшую возможность его использования в камерах сгорания газотурбинных двигателей.

Ключевые слова: плазменная газификация, газотурбинный двигатель, синтез-газ, численные методы, математическое моделирование.

Введение

Проблема из пользования высокосортных углей в энергетике для экономики Украины и других стран является весьма актуальной, особенно в свете возросших экологических требований к составу отходящих газов тепловых электростанций и других производств, где осуществляется сжигание и переработка угля.

Одним из вариантов решения этой проблемы является использование технологии предварительной газификации высокосортных углей и последующего сжигания получаемого синтез-газа в газотурбинной установке с выработкой электроэнергии при глубокой утилизации теплоты на основных стадиях технологического процесса. Оптимальная организация каждого из процессов позволяет повысить эффективность комплекса в целом.

В данной статье представлены результаты исследований и оптимизации процессов плазменной кислородной и кислородно-паровой газификации углей различного морфологического состава.

Анализ публикаций [1 – 3] показывает, что при газификации угля для получения синтез-газа с целью его дальнейшего применения в камерах сгорания газотурбинного двигателя (ГТД) нецелесообразно использовать воздушное дутье. Получаемый с его помощью синтез-газ имеет слишком низкую теплотворную способность для использования его в качестве топлива ГТД. Для повышения теплотворной способности синтез-газа необходимо использовать другие окислители, не имеющие в своем составе азота, в частности, кислород или смесь водяного пара с кислородом [4, 5].

Для обоснования возможности применения синтез-газа в камерах сгорания ГТД необходимо

знать значение его теплотворной способности, которое определяется по массовому составу синтез-газа, получаемого при газификации угля.

1. Постановка задачи

Для исследования процессов плазменной газификации высокосортных углей проведены численные эксперименты, в результате которых определены основные параметры кислородной и кислородно-паровой газификации, рациональные режимы газификации, качественный и количественный состав получаемого синтез-газа.

Исходными данными для расчетов являются: состав угля, режимные характеристики газификации, а также характеристики плазменного факела, используемого для активации угля в газификаторе.

Для термодинамического анализа процессов плазменной переработки углей используется универсальная программа расчета многокомпонентных гетерогенных систем TERRA, отработанная для высокотемпературных процессов [6]. В отличие от традиционных термохимических методов расчета равновесных состояний, использующих энергию Гиббса, константы равновесия и закон действующих масс Гольдберга и Вааге, алгоритм TERRA основан на принципе максимума энтропии для изолированных термодинамических систем, находящихся в состоянии равновесия.

Предполагаем, что на каждом шаге в реагирующей газовой смеси устанавливается состояние термодинамического равновесия. Этот подход справедлив, так как реакции выделения летучих углей протекают на порядки медленнее, чем реакции в газовой фазе между продуктами его деструкции. Это позволило отказаться от рассмотрения одновремен-

но протекающих сотен химических реакций, и резко сократить время вычислений, что в свою очередь дало возможность проведения параметрических расчетов, необходимых для проектирования конкретных устройств.

С помощью программы TERRA для угля с заданной зольностью и влажностью выполняется расчет его газификации с плазменной инициацией процесса. Все расчеты проведены применительно к 1 массовой части угля.

Рассмотрены следующие виды углей: уголь Майкубенского месторождения для коммунально-бытовых нужд (вариант 1) и энергетический экибастузский каменный уголь для коммунально-бытовых нужд (вариант 2).

Состав угля варианта 1 (по массе, %): C=58,446; H=3,695; N=1,5239; O=23,2881; S=1,477; Si=5,0577; Al=2,6292; Fe=1,0867; Ca=1,2037; Mg=0,577; Ti=0,1115; Na=0,2151; K=0,6419; P=0,0472. Зольность на сухую массу 23,5 %, влага 19,5 %. Высшая теплота сгорания 19133,76 кДж/кг.

Состав угля варианта 2 (по массе, %): C=50,84; H=3,1; N=0,93; O=25,6799; S=0,4317; Si=11,5458; Al=4,8268; Fe=1,4618; Ca=0,5432; Mg=0,1604; Ti=0,2050; Na=0,0987; K=0,1104; P=0,0663. Зольность на сухую массу 38,0 %, влага 5,0 %. Высшая теплота сгорания 18844,1 кДж/кг.

Во всех расчетах тепловая мощность плазменной струи принималась равной 50 кВт, что эквивалентно примерно 1 МВт тепловой мощности перерабатываемого угля. Начальная температура кислорода полагалась равной 300 К, водяного пара – 400 К, температура плазменной струи – 4500 К.

В расчетах варьировалось массовое содержание окислителя в диапазоне, соответствующем изменению коэффициента избытка окислителя α в смеси от 0,1 (переобогащенная углем смесь) до 1,0.

Исследовались процессы кислородной и кислородно-паровой газификации, при которой количество водяного пара, отнесенного к количеству смеси водяного пара и кислорода в системе составляет 20 %.

2. Результаты численных экспериментов

Проведено численное моделирование процессов газификации углей различного морфологического состава.

На рис. 1 показаны температуры процессов кислородной газификации углей. Температура возрастает до значения коэффициента избытка окислителя $\alpha=0,6$, и после этого стабилизируется. При коэффициентах избытка окислителя меньше 0,6 значения температур процессов для угля варианта 1 значи-

тельно ниже по сравнению с углем варианта 2, что объясняется его повышенной влажностью.

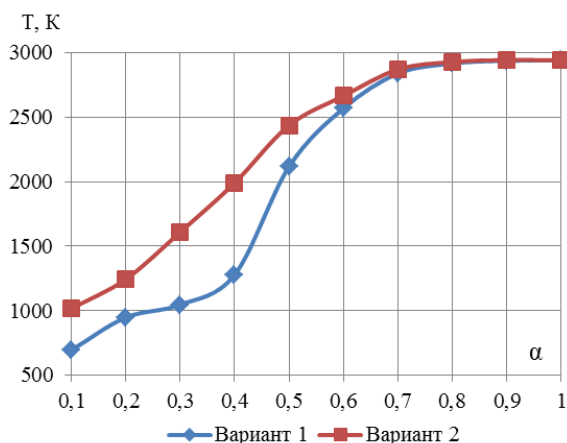


Рис. 1. Температура процессов кислородной газификации углей различного состава

На рис. 2 приведены графики зависимости температуры процессов от коэффициента избытка окислителя для кислородной и кислородно-паровой газификации угля варианта 2.

Разница температур процессов кислородной и кислородно-паровой газификацией составляет около 150-350 градусов.

Подвод водяного пара уменьшает температуру зоны окисления, и тем самым уменьшает вероятность плавления золы и снижает тепловые потери.

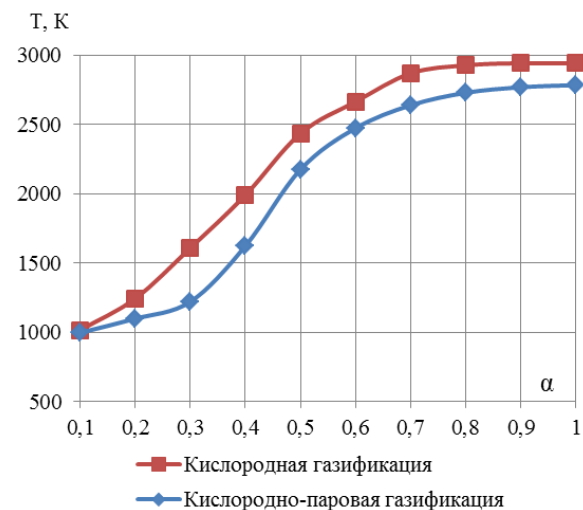


Рис. 2. Графики зависимости температур процессов кислородной и кислородно-паровой газификации угля варианта 2

Кроме того, применение кислородно-паровой технологии позволяет снизить количество кислорода, подаваемого в газификатор, в сравнении с чисто кислородной газификацией, что положительно влияет на экономические показатели установки.

Дополнительно также определены объемные доли компонентов и температура процесса газифи-

кации при разных соотношениях угольного сырья и окислителя.

В табл. 1, 2 представлены результаты расчетов процессов кислородной и кислородно-паровой газификации углей варианта 1 и 2 при давлении 0,1 МПа.

Данные представлены для значений коэффициента избытка окислителя α от 0,1 до 0,6.

Таблица 1
Результаты расчетов угля варианта 1

Кислородная газификация				
	Объемные доли			
	Температура, К	CO	H ₂	CH ₄
$\alpha=0,1$	694,2	0,0068	0,1234	0,1472
$\alpha=0,2$	947,2	0,3253	0,3362	0,0198
$\alpha=0,3$	1045,7	0,5765	0,2933	0,0052
$\alpha=0,4$	1278,1	0,6915	0,2504	0
$\alpha=0,5$	2116,7	0,6265	0,1550	0
$\alpha=0,6$	2569,1	0,5175	0,0794	0
Кислородно-паровая газификация				
$\alpha=0,1$	652,1	0,0025	0,0813	0,1643
$\alpha=0,2$	902,8	0,2103	0,3363	0,0343
$\alpha=0,3$	979,2	0,4121	0,3305	0,0132
$\alpha=0,4$	1029,5	0,5390	0,3074	0,0067
$\alpha=0,5$	1587,8	0,5245	0,2315	0
$\alpha=0,6$	2140,8	0,4705	0,1540	0

Таблица 2
Результаты расчетов угля варианта 2

Кислородная газификация				
	Объемные доли			
	Температура, К	CO	H ₂	CH ₄
$\alpha=0,1$	1016,2	0,3740	0,4814	0,0189
$\alpha=0,2$	1243,5	0,5992	0,3798	0,0017
$\alpha=0,3$	1609,1	0,6812	0,3091	0
$\alpha=0,4$	1990,9	0,7210	0,2525	0
$\alpha=0,5$	2436,3	0,6251	0,1413	0
$\alpha=0,6$	2665,4	0,4839	0,0649	0
Кислородно-паровая газификация				
$\alpha=0,1$	997,3	0,3387	0,4876	0,0236
$\alpha=0,2$	1098,1	0,5300	0,4088	0,0062
$\alpha=0,3$	1220,7	0,6222	0,3578	0,0018
$\alpha=0,4$	1623,2	0,6182	0,3055	0
$\alpha=0,5$	2175,9	0,5516	0,2153	0
$\alpha=0,6$	2474,1	0,4643	0,1349	0

При кислородной и кислородно-паровой газификации углей основными компонентами синтез-газ являются CO и H₂.

Основным параметром, который влияет на состав получаемого синтез-газа, является коэффициент избытка окислителя в газификаторе α . При этом

максимальное количество H₂ для угля варианта 1 достигается при коэффициенте избытка окислителя $\alpha = 0,2$ (объемная доля около 33,62 % и 33,63 % для кислородной и кислородно-паровой газификации соответственно), для угля варианта 2 – при $\alpha=0,1$ (объемная доля около 48,14 % и 48,76 % для кислородной и кислородно-паровой газификации). Это объясняется тем, что уголь варианта 1 имеет более высокую влажность и необходимы дополнительные тепловые затраты для его газификации.

С ростом α содержание водорода существенно снижается.

При кислородно-паровой газификации объемные концентрации водорода при коэффициенте избытка окислителя $\alpha=0,2-0,4$ больше на 3-5 % в сравнении с кислородной газификацией.

По результатам расчетов определены теплотворные способности ($Q_{\text{син.г.}}$) и количество массовых частей ($n_{\text{син.г.}}$) получаемого синтез-газа при газификации одной массовой части угля. Результаты расчетов представлены в табл. 3.

Таблица 3
Характеристики синтез-газа

	Вариант 1			
	Кислородная газификация		Кислородно-паровая газификация	
	$Q_{\text{син.г.}}$, кДж/кг	$n_{\text{син.г.}}$	$Q_{\text{син.г.}}$, кДж/кг	$n_{\text{син.г.}}$
$\alpha=0,1$	7170,8	0,9380	7410,2	0,7735
$\alpha=0,2$	9232,4	1,1110	8405,7	0,9270
$\alpha=0,3$	11339,6	1,2840	10141,9	1,0805
$\alpha=0,4$	11848,2	1,4570	11216,6	1,2340
$\alpha=0,5$	9028,7	1,6300	9377,1	1,3875
$\alpha=0,6$	6483,3	1,8030	7317,9	1,5410
	Вариант 2			
	Кислородная газификация		Кислородно-паровая газификация	
	$Q_{\text{син.г.}}$, кДж/кг	$n_{\text{син.г.}}$	$Q_{\text{син.г.}}$, кДж/кг	$n_{\text{син.г.}}$
$\alpha=0,1$	15287,3	0,9596	15172,8	0,7927
$\alpha=0,2$	14565,4	1,1543	14548,2	0,9654
$\alpha=0,3$	13448	1,3489	14148,1	1,1381
$\alpha=0,4$	12448,7	1,5435	12471,4	1,3108
$\alpha=0,5$	9054,6	1,7381	9640,6	1,4835
$\alpha=0,6$	6119,2	1,9328	7137,7	1,6561

Заключение

В результате численного эксперимента рассчитаны параметры кислородной и кислородно-паровой (массовая доля пара 20 %) газификации углей различного морфологического состава при различных коэффициентах избытка окислителя.

Рациональными для проведения процессов газификации являются значения коэффициента избытка окислителя 0,3 – 0,4, при которых количество горючих компонентов CO и H₂ максимально.

Для этих режимов возможно получить синтез-газ с теплотворной способностью порядка 10-14 кДж/кг.

При газификации углей с повышенной влажностью необходимы дополнительные тепловые затраты для испарения влаги и достижения температуры процесса, соответствующего выделению летучих.

В процессах плазменной кислородной газификации углей целесообразен дополнительный подвод водяного пара с целью снижения температуры в зоне частичного окисления, увеличения количества водорода в составе получаемого синтез-газа и увеличения экономичности установки, поскольку частичная замена кислорода на водяной пар незначительно влияет на теплотворную способность получаемого газа, а стоимость производства 1 кг водяного пара существенно дешевле стоимости получения кислорода.

Литература

1. Энгельшт, В.С. Химическая термодинамика парокислородной газификации графита [Текст] / В.С. Энгельшт, Р.К. Балан // Теплофизика высоких температур. – 2011. – №5(49). – С. 763-770.
2. Хоффман, Е. Энерготехнологическое использование угля [Текст] / Е. Хоффман. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 328 с.
3. Газификация угля [Текст]: пер. с нем. / Г. Шиллинг, Б. Бонн, У. Краус, С.Р. Исламова. – М.: Недра, 1986. – 175 с.
4. Karpenko, E.I. Plasma-Fuel Systems for Enhancement Coal Gasification and Combustion [Text] / E.I. Karpenko, V.E. Messerle, A.B. Ustimenko // Presentations Abstracts of 30th Int. Symp. on Comb., July 25–30. – University of Illinois at Chicago, 2004. – P. 110.
5. Serbin, S.I. Theoretical investigations of the working processes in a plasma coal gasification system [Text] / S.I. Serbin, I. Matveev // IEEE Transactions on Plasma Science. – 2010. – Vol. 38, Issue 12. – P. 3300-3305.
6. Трусов, Б.Г. Программная система TERRA для моделирования фазовых и химических равновесий [Текст] / Б.Г. Трусов // Тр. XIV Междунар. конф. по химической термодинамике. – 2002. – С. 483.

Поступила в редакцию 23.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. Г.Ф. Романовский, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПЛАЗМОВОЇ КИСНЕВОЇ І КИСНЕВО-ПАРОВОЇ ГАЗИФІКАЦІЇ ВУГІЛЛЯ

С.І. Сербін, Н.О. Гончарова

Стаття присвячена питанням числового моделювання процесів газифікації низькосортного вугілля. В даній роботі проводиться ряд числових експериментів, в результаті яких визначені основні параметри плазмової кисневої і киснево-парової газифікації вугілля різного морфологічного складу. Прогнозування характеристик отриманого синтез-газу дозволяє визначити його подальшу можливість використання в камерах згоряння газотурбінних двигунів.

Ключові слова: плазмова газифікація, газотурбінний двигун, синтез-газ, числові методи, математичне моделювання.

THE NUMERICAL SIMULATION OF THE PLASMA COAL OXYGEN AND OXYGEN-STEAM GASIFICATION PROCESSES

S.I. Serbin, N.A. Goncharova

The article is devoted to the questions of the numerical simulation of low-grade coal gasification. The variant calculations are carried out and, as a result, basic characteristics of plasma oxygen and oxygen-steam coal gasification are predicted. The prediction of the synthesis gas characteristics is determined its continued ability to use in the combustion chambers of gas turbine engines.

Key words: combustor, gas turbine engine, synthesis gas, numerical methods, mathematical simulation.

Сербин Сергей Иванович – д-р техн. наук, проф., директор Машиностроительного института Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: siserbin@yandex.ru.

Гончарова Наталия Александровна – аспирант кафедры Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: natashka87-87@mail.ru.

УДК 621.593

М.С. БОНДАРЕНКО, М.О. ЧЕПЛЮХА

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв

ГТУ В СКЛАДІ РЕГАЗИФІКАЦІЙНОГО КОМПЛЕКСУ LNG-ТЕРМІНАЛУ

Представлені схемні рішення регазифікації скрапленого природного газу з одночасною генерацією електроенергії в газотурбінній установці. Реалізовано цикл прямого дроселювання, в якому гріючим середовищем виступають морська вода та відхідні гази газотурбінного двигуна. За допомогою розробленої математичної моделі регазифікаційного комплексу LNG-терміналу показано, що застосування метанового турбодетандера в якості розширювального пристрою забезпечує збільшення вироблення електроенергії до 20 % в комплексі з ГТУ. Для збільшення ефективного ККД газотурбінної установки запропоновано охолодження повітря на вході до компресора в теплообміннику проміжного контуру «вода–етиленгліколь».

Ключові слова: скраплений природний газ, регазифікація, газотурбінна установка, утилізація теплоти, пряме дроселювання, турбодетандер.

1. Постановка проблеми та огляд останніх публікацій

Тенденція стрімкого зростання споживання скрапленого природного газу (табл. 1), обумовлена вирішенням питання імпортування енергетичних ресурсів на великі відстані не залежно від місця знаходження виробника, без участі транзитних країн, супроводжується зменшенням витрат на будівництво магістральних газопроводів та можливістю регулюванням цінової політики. На сьогоднішній день спостерігається зниження собівартості СПГ на перших етапах виробничого ланцюга (розвідувальні роботи, видобування природного газу та його скраплення) на 20...40 %, але витрати пов'язані з будівництвом приймального регазифікаційного LNG-терміналу залишаються незмінними.

Таблиця 1

Торгівля СПГ та природним газом
2007-2011 р.р., млрд. м³ [1]

Рік	Природний газ, млрд. м ³ /рік	
	СПГ	Трубопровідний
2007	226,41	549,67
2008	226,51	587,26
2009	242,77	633,77
2010	297,63	677,59
2011	330,80	694,60

Велика частка витрат приймального терміналу припадає на зберігання та регазифікацію СПГ. Процес випаровування та нагріву СПГ є досить енерговитратним та потребує великої кількості тепла, проте низька температура газу дозволяє використовувати його в якості охолоджувача для технологічних процесів (зрідження водню чи діоксиду вуглецю, охолодження бутану, поділ повітря на складові та

ін.), а також генерувати електричну енергію в циклі з прямим дроселюванням (рис. 1) за допомогою турбодетандера (ТД).

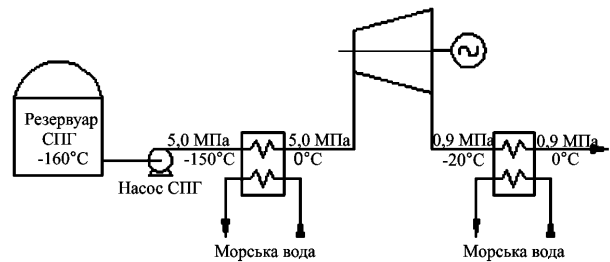


Рис. 1. Принципова схема регазифікації СПГ з прямим дроселюванням для генерування електроенергії

Робота газотурбінного двигуна (ГТД) в складі регазифікаційного LNG-терміналу дозволяє виробляти електроенергію та водночас підвищити ефективність роботи газотурбінної установки (ГТУ) при використанні утилізаційного котла (ГТУ з ТУК) або охолодженні повітря на вході в компресор.

Поширеними способами збільшення теплової ефективності роботи ГТУ можуть виступати зниження температури повітря на вході в компресор і утилізація тепла відхідних газів. До розгляду представлено варіант нагріву СПГ відхідними газами та одночасне охолодження повітря на вході в ГТУ, що входить до складу регазифікаційного комплексу з генеруванням електроенергії.

2. Постановка задачі

За допомогою розробленої математичної моделі регазифікаційного комплексу LNG-терміналу виконати аналіз ефективності застосування метанового турбодетандера в якості розширювального пристрою.

Моделювання процесу регазифікації СПГ приймального LNG-терміналі потужністю 5 млрд. м³ з сумісним виробленням електроенергії метановим ТД в циклі з прямим дроселюванням або роботою ГТУ з ТУК та проміжним контуром «вода–етилєнгліколь», що виступає теплоносієм для СПГ з охолоджувачем повітря на вході до компресора ГТУ.

3. Результати досліджень

На рис. 2 представлені принципові схемні рішення роботи комплексу регазифікації СПГ з ГТУ.

Процес регазифікації включає два етапи: випаровування і нагрів СПГ морською водою за рахунок

випарників з водяним зрошенням (ORV–випарники) до температури 193 К та нагрів перед ТД до 313 К при включенні в цикл роботи ГТУ з ТУК.

В процесі зберігання СПГ слід враховувати випари (0,05 % від об'єма резервуара на добу), які можуть бути використані в якості палива для ГТУ або скраплені повторно.

При нагріві СПГ в теплообміннику ТО (рис. 2, а) необхідно враховувати витрати відхідних газів для подальшого вибору ГТУ (її потужності); взаємозв'язок між температурою охолодженого повітря на вході до компресора та потужністю газової турбіни при включенні проміжного контуру «вода-етиленгліколю» (рис. 2, б).

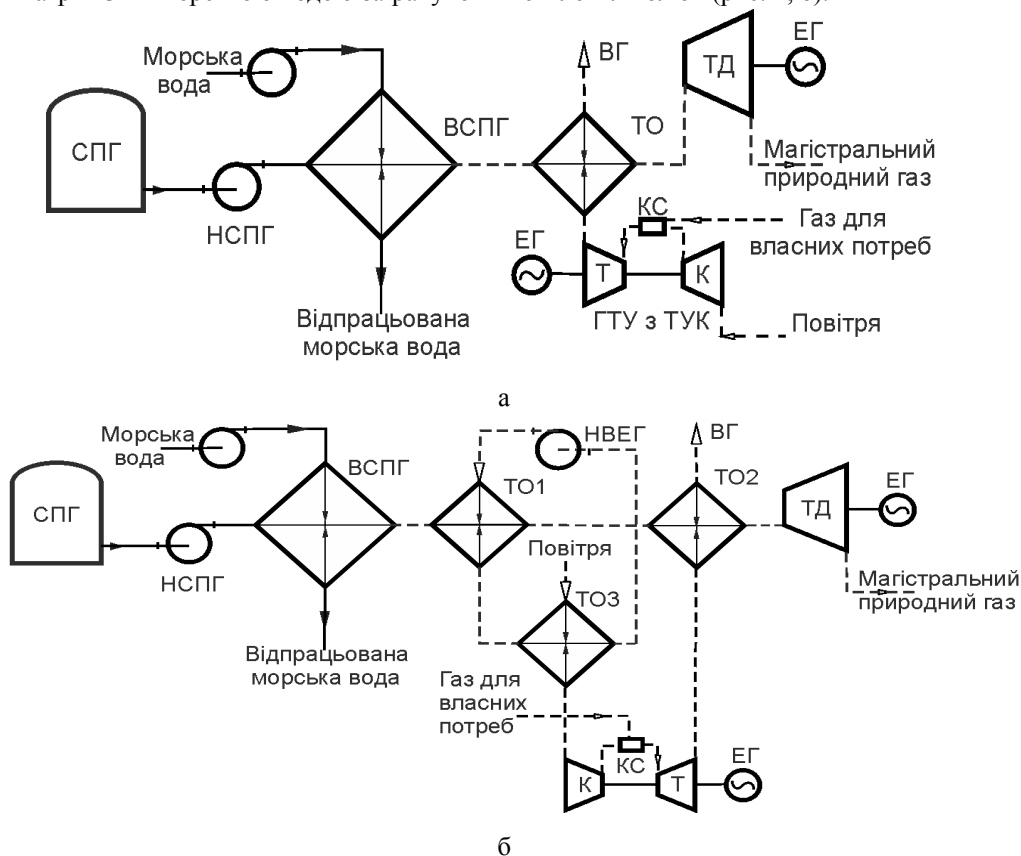


Рис. 2. Принципові схеми регазифікації СПГ з генерацією електроенергії в комплексі з ГТУ:
а – з ТУК; б – з ТУК та проміжним контуром «вода–етилєнгліколь»

На рис. 3 приведені алгоритми розрахунку, за допомогою програми електронних таблиць Microsoft Excel, сумарної виробленої електроенергії на регазифікаційному комплексі.

Для визначення кількості електроенергії, що генерується метановим ТД при розширенні природного газу до тиску 0,6 МПа була створена підпрограма, в основу якої покладено розрахунок ефективної роботи процесу розширення триступінчастої газової турбіни осьового типу. Математична модель враховує стаціонарний режим роботи ТД, на підставі розрахунку газодинамічних втрат в направляючих апаратах та робочих колесах детандера.

На рис. 4 представлена залежність потужності ТД від температури метану на вході.

Сумарна електрична потужність складається з потужності газотурбогенератора та турбодетандерного агрегату. Потужність ТД на номінальному режимі становить 9,9 МВт.

Вибір ГТУ в складі регазифікаційного LNG-терміналу пов'язаний з витратами відхідних газів, що виступають теплоносієм. Для нагріву природного газу від 293 К до 313 К необхідна кількість тепла становить 30 МВт, це відповідає витратам відхідних газів 140 кг/с при температурі 673 К. Прийнято дві UGT 15000 вітчизняного виробництва електричної

потужністю $2 \times 17,4$ МВт при витраті палива $2 \times 1,14$ кг/с. Середньодобові випари СПГ в криогенних резервуарах при рівномірному споживанні газу складають 2,4 кг/с. Без вторинного скраплення газ можна використовувати як основне паливо ГТУ.

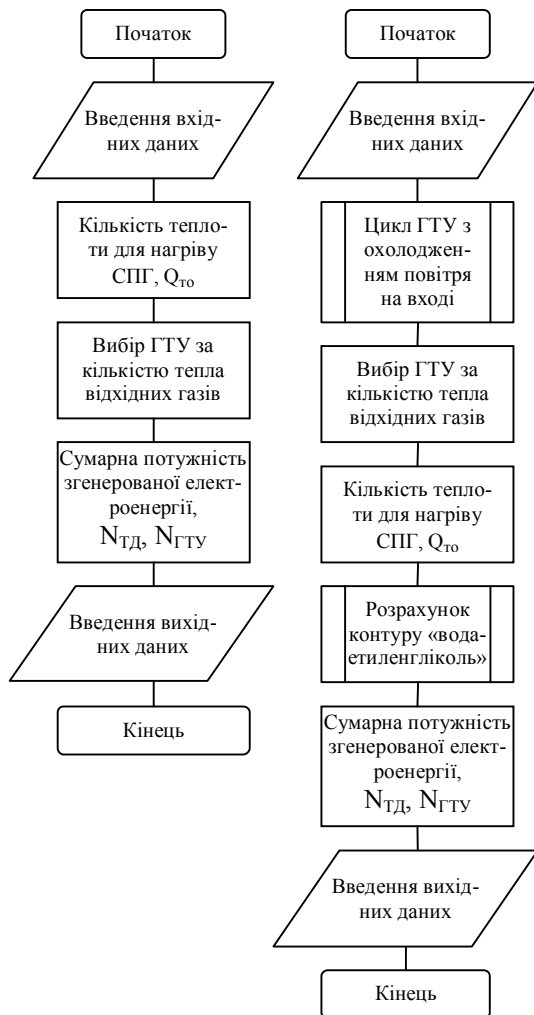


Рис. 3. Алгоритми визначення сумарної згенерованої електроенергії комплексу LNG – терміналу

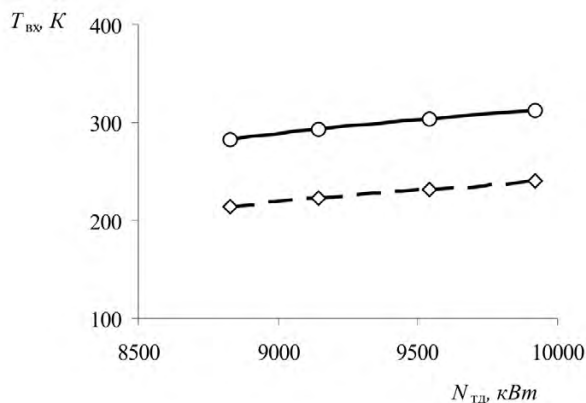


Рис. 4. Залежність потужності ТД від температури газу на вході (верхня крива) та виході (нижня крива)

Вибір та визначення потужності ГТУ з ТУК і проміжним контуром (див. рис. 2, б) залежить від узгодження витрат відхідних газів для нагріву СПГ та охолодженого повітря на вході до компресора при нагріві природного газу контуром «вода–етиленгліколь» на 10 К. Розроблена математична модель визначення потужності ГТУ з урахуванням витрат відхідних газів та кількості тепла наданої проміжним контуром при охолодженні повітря перед компресором від 274 К до 288 К. Нижче приведена регресійна залежність в результаті реалізації цієї моделі:

$$N_{ГТУ} = 4358,92 + (-1554,86) \cdot \ln(Q_{TO1}) + 197,94 \cdot \ln(Q_{TO1})^2 + (-8,52) \cdot \ln(Q_{TO1})^3 + (-44,17) \cdot \ln(T_1) / (1 + 37,24 \cdot 10^{-6} \cdot \ln(Q_{TO1}) + (-1,82 \cdot 10^{-6}) \cdot \ln(Q_{TO1})^2 + (-368802 \cdot 10^{-6}) \cdot \ln(T_1) + 33933 \cdot 10^{-6} \cdot \ln(T_1)^2).$$

На рис. 5 зображена залежність потужності ГТУ від температури повітря на вході до компресора при $Q_{то1} = 2,5$ МВт (при нагріві СПГ від 193 К до 203 К) та ефективного коефіцієнта корисної дії ГТУ.

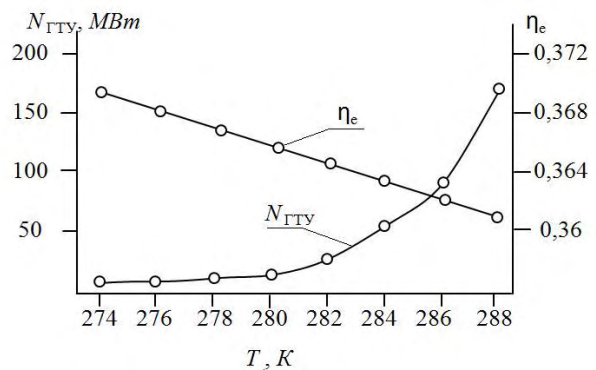


Рис. 5. Вибір ГТУ в залежності від охолодження температури повітря на вході до компресора

При регазифікації СПГ за схемою з проміжним контуром «вода-етиленгліколь» кількість тепла відхідних газів необхідна для нагріву природного газу складає $Q_{то2} = 27,6$ МВт, що включає дві ГТУ UGT 25000 потужністю $2 \times 26,2$ МВт.

Робота ГТУ в складі регазифікаційного комплексу дозволяє утилізувати тепло відхідних газів та використовувати холод СПГ, результати розрахунків представлені в табл. 2.

Отже, застосування метанового турбодетандера в схемі з прямим дроселюванням забезпечує збільшення вироблення електроенергії на 28 % при роботі ГТУ з ТУК та на 19 % – ГТУ з ТУК і контуром «вода–етиленгліколь».

Таблица 2
Характеристики работы ГТУ в комплексе
регазификационного LNG–терминалу
потужністю 5 млрд. м³

Відповідні характеристики	ГТУ з ТУК	ГТУ з ТУК та пром. контуром
Потужність ГТУ, $N_{\text{е}}$, МВт	2×17,6	2×26,2
Витрата палива, $G_{\text{п}}$, кг/с	2×1,14	2×2,04
Температура повітря на вході до ГТУ, $T_{\text{вх}}$, К	293	280
Температура газу за ГТУ, $T_{\text{вг}}$, К	763	758
Кількість тепла ВГ, $Q_{\text{вг}}$, МВт	30,1	27,6
Кількість тепла ВЕГ, $Q_{\text{вег}}$, МВт	–	2,5

Висновки

Включення до складу комплексу LNG–терминалу ГТУ дозволяє підвищити ефективність регазифікації СПГ в циклі з прямим дроселюванням за допомогою збільшення вироблення електроенергії турбодетандерним агрегатом до 20 %. За рахунок

Поступила в редакцію 23.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Тимошевський, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв.

ГТУ В СОСТАВЕ РЕГАЗИФИКАЦИОННОГО КОМПЛЕКСА LNG–ТЕРМИНАЛА

Н.С. Бондаренко, М.А. Чеплюха

Представлены схемные решения регазификации сжиженного природного газа при одновременной генерации электроэнергии в газотурбинной установке. Реализовано цикл прямого дросселирования, в котором греющей средой представлены морская вода и уходящие газы газотурбинного двигателя. С помощью разработанной математической модели регазификационного комплекса LNG–терминала показано, что использование метанового турбодетандера в качестве расширительного устройства позволяет увеличить производство электроэнергии до 20 % в комплексе с ГТУ. Для увеличения эффективного КПД газотурбинной установки предложено охлаждение воздуха на входе в компрессор в теплообменнике промежуточного контура «вода–этиленгликоль».

Ключевые слова: сжиженный природный газ, регазификация, газотурбинная установка, утилизация теплоты, прямое дросселирование, турбодетандер.

THE LNG-TERMINAL REGASIFICATION UNIT WITH GAS-TURBINE FOR ELECTRIC POWER GENERATION

M.S. Bondarenko, M.O. Cheplyukha

The basic technological solutions for the liquefied natural gas regasification with electrical energy generation are presented. The direct throttling technology with usage of the sea water and the gas-turbine engine exhaust gases as heating fluids is suggested. The installation of the methane turbo-expander provides the rise of electrical energy generation up to 20 % as it is shown by dint of mathematical simulation of LNG-terminal regasification complex. The improvement of the gas-turbine installation efficiency is ensured by pre-cooling of the inlet air via the water-ethilenglycol intermediate circuit.

Key words: liquefied natural gas, regasification, gas-turbine engine, utilization of heat losses, direct throttling, turbo-expander.

Бондаренко Микола Степанович – канд. техн. наук, доцент кафедри «Суднові і стаціонарні енергетичні установки» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: nik_bond@ukr.net.

Чеплюха Марія Олександрівна – аспірант кафедри «Суднові і стаціонарні енергетичні установки» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: marusichka.nik@gmail.com.

використання холоду СПГ зростає теплова ефективність ГТУ при утилізації тепла відхідних газів та охолодженні повітря на вході в компресор. Розроблена математична модель, що визначає потужність та масогабаритні показники ТД при нагріві газу відхідними газами і потужність ГТУ з ТУК та проміжним контуром «вода–етиленгліколь».

Литература

1. BP Statistical Review of World Energy June 2008 – 2012 [Electronic resource]. – Access mode: <http://www.bp.com>. – 12.03.2013.

2. Пятничко, А.И. Анализ эффективности производства работы при регазификации СПГ [Текст] / А.И. Пятничко, Л.Р. Онопа, Г.К. Лавренченко // Технические газы. – 2010. – № 3. – С. 20 – 25.

3. Eisentrou, B. Study focuses on six LNG regasification system [Electronic resource] / B. Eisentrou, S. Wintercorn, B. Weber// LNG journal. – July-August 2006. – P. 21–22. – Access mode: http://www.cbi.com/images/uploads/technical_articles/LNGjournalJulAug06.pdf. – 28.07.2006.

УДК 629.194.34:536.468

В.А. ЩУКИН, Ф.М. ВАЛИЕВ, О.В. ДУНАЙ

Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н. Туполева, Республика Татарстан, Россия

ОСОБЕННОСТИ ОБРАЗОВАНИЯ ТОКСИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ДИФФУЗИОННОМ ГОРЕНИИ ГАЗОВ

Представлены главные отличительные особенности протекания реакций в турбулентном диффузионном пламени. Приведены полуэмпирические соотношения пространственно-временных характеристик турбулентного диффузионного пламени. Оценка основных пространственно-временных характеристик (скорости распространения пламени, времени горения) проведена на уровне простых полуэмпирических соотношений для турбулентного диффузионного пламени с использованием понятия массовой скорости потребления недостающего компонента и линейной скорости распространения ламинарного диффузионного пламени. Результаты расчета выхода токсичных веществ (несгоревших углеводородов-НС, окиси углерода-СО, окислов азота - NO_x) при турбулентном диффузионном горении и сопоставление их с экспериментальными данными показывают, что полуэмпирические соотношения качественно правильно отражают наблюдаемые экспериментальные факты.

Ключевые слова: горение, турбулентное диффузионное пламя, критерий механизма турбулентного диффузионного пламени, степень диффузионности факела пламени

Введение

В камерах сгорания авиационных ГТД, энергетических установок и других промышленных топливосжигающих устройств, как правило, имеет место турбулентное диффузионное горение. Поэтому представляет практический интерес анализ особенностей образования токсичных веществ при турбулентном диффузионном горении на уровне полуэмпирических соотношений.

В первом приближении роль турбулентности при диффузионном горении можно учесть по аналогии с ролью турбулентности предварительно перемешанной смеси, используя понятия турбулентного коэффициента диффузии (D_t).

Оценку основных пространственно-временных характеристик (скорости распространения пламени, времени горения) на уровне простых полуэмпирических соотношений для турбулентного диффузионного пламени можно получить, используя понятия массовой скорости потребления недостающего компонента, линейной скорости распространения ламинарного диффузионного пламени, и некоторых дополнительных физических соображений.

Необходимо отметить, понятие линейной скорости распространения пламени при диффузионном горении не имеет прямого физического смысла, в отличие от скорости распространения пламени предварительно перемешанных смесей, носит несколько условный характер и зависит главным обра-

зом от характеристик смешения, геометрии горелки и от общего соотношения воздуха и топлива.

Результаты исследований

Средняя для всего диффузионного фронта пламени массовая скорость потребления недостающего компонента ($\rho U_{д.л.}$) непосредственно связана через поверхность фронта пламени с высотой диффузионного пламени. Поскольку поверхность диффузионного фронта пламени пропорциональна произведению высоты пламени на диаметр трубки подвода недостающего компонента ($S_f \sim d h_{д.пл.}$), то в соответствии с законом Гуи-Михельсона линейная скорость распространения ламинарного диффузионного фронта пламени может быть оценена соотношениями:

– в случае общего избытка воздуха ($\alpha_\Sigma \geq 1$):

$$U_{д.л.} \approx \frac{D}{d} \cdot \ln \left[\frac{\alpha_\Sigma \cdot (L_0 + 1)}{(\alpha_\Sigma \cdot L_0 + 1)} \right], \quad (1)$$

– в случае общего избытка топлива ($\alpha_\Sigma \leq 1$):

$$U_{д.л.} \approx \frac{D}{d} \cdot \ln \left[\frac{(L_0 + 1)}{(\alpha_\Sigma \cdot L_0 + 1)} \right], \quad (2)$$

где D – коэффициент диффузии;

L_0 – стехиометрический коэффициент

Физическую картину диффузионного горения в турбулентном потоке можно представить сле-

дующим образом. Имеется поток воздуха и топлива, где среднее значение коэффициента избытка воздуха одинаков по сечению и длине камеры. Идеализированно такой случай может выглядеть как поток хорошо перемешанных черных и белых шаров, если принять за черные шары турбулентные моли топлива, а белые – за турбулентные моли воздуха, причем диаметры шаров соответствуют Эйлеровым масштабам турбулентности. До поступления в факел пламени не происходит смешения молей воздуха и топлива. В факеле локальный фронт пламени занимает такое положение, где местный состав близок к стехиометрии. В этих условиях моль недостающего компонента будет сгорать диффузионно с поверхности. Далее используя понятие линейной скорости распространения ламинарного диффузионного пламени ($U_{д.л.}$) и по аналогии с «поверхностной» моделью турбулентного горения заранее перемешанных смесей получаем полуэмпирические соотношения для скорости распространения турбулентного диффузионного пламени ($U_{т.д.}$) и времени горения в подобных условиях ($\tau_{т.д.}$):

$$U_{т.д.} = A_2 \cdot \theta \cdot U_{д.л.} + \frac{A_5 \cdot w'}{\sqrt{\ln \left(1 + \frac{w'}{U_{д.л.}} \right)}}, \quad (3)$$

$$\tau_{т.д.} = B \cdot \frac{1}{w'} \cdot \ln \left(1 + \frac{w'}{U_{д.л.}} \right), \quad (4)$$

где A_2 , A_5 , B – эмпирические постоянные;

w' – пульсационная скорость потока;

l – масштаб молей недостающего компонента.

θ – относительное повышение температуры, равное отношению температуры горения и начальной температуры (T_r/T_0).

Эти соотношения с точностью до эмпирических постоянных правильно отражают основные пространственно-временные характеристики турбулентного диффузионного факела пламени.

В отличие от горения предварительно перемешанных смесей, время турбулентного диффузионного горения по общему коэффициенту избытка воздуха изменяется с максимумом, расположенным вблизи стехиометрического состава. Это свойство проявляется в реальных форсажных камерах сгорания, когда при приближении общего состава к стехиометрии наблюдается падение полноты сгорания топлива.

Далее представляется возможным аналогично критерию механизма турбулентного горения предварительно перемешанных смесей использовать понятие критерия механизма турбулентного диффузионного горения ($K_{м.д.}$) как отношение характерного времени горения в ламинарном диффузионном

фронте пламени к времени турбулентного диффузионного горения, т.е.:

$$K_{м.д.} = \frac{\tau_{л.д.}}{\tau_{т.д.}}. \quad (5)$$

Отсюда следует, что закономерности выхода токсичных веществ (несгоревших углеводородов-НС, окиси углерода-СО, окислов азота- NO_x) при турбулентном диффузионном горении главным образом определяются закономерностями их выхода при ламинарном диффузионном горении. Влияние турбулентности сводится в основном к изменению структуры факела пламени и тем же эффектам, которые проанализированы при рассмотрении турбулентного горения заранее перемешанных смесей [2].

Соотношения для характеристик горения турбулентного диффузионного факела получены для идеализированного случая постоянства среднего состава по сечению и длине камеры. Причем естественно существование пределов распространения пламени и горения в этих условиях по общему коэффициенту избытка воздуха. Абсолютные уровни «бедной» ($\alpha_{\Sigma}^{\max}$) и «богатой» ($\alpha_{\Sigma}^{\min}$) границ распространения и горения могут быть определены либо экспериментально, либо расчетом, рассматривая критические условия переброса локальных диффузионных фронтов с одного горящего моля на другой. Реальное турбулентное диффузионное пламя в камерах сгорания имеет место при раздельной подаче топлива и воздуха, когда состав смеси изменяется как по сечению камеры, так и по длине. Используя модель черных и белых шаров применительно к слою смешения топлива и воздуха при турбулентном режиме течения и основываясь на закономерностях, вытекающих из рассмотрения характеристик горения в идеализированных условиях постоянства среднего состава по сечению и длине камеры, удастся проанализировать главные закономерности выхода токсичных веществ в реально встречающихся турбулентных диффузионных пламенах.

В первом приближении можно воспользоваться подходом, аналогичным рассмотрению ламинарного диффузионного пламени [3], а именно:

- осредненный фронт турбулентного диффузионного пламени занимает над горелкой такое положение, где осредненный местный состав соответствует стехиометрии;

- за время горения средний состав отклоняется от стехиометрии;

- закономерности изменения концентраций НС, СО, NO_x в зоне горения турбулентного диффузионного факела аналогичны закономерностям их изменения в идеализированном случае при значении

общего коэффициента воздуха, равно осредненно-му значению для всего факела пламени.

Тогда среднее значение коэффициента избытка воздуха в зоне горения турбулентного диффузионного пламени (α_ϕ) можно оценить соотношениями:

- в случае общего избытка воздуха ($\alpha_\Sigma \geq 1$):

$$\alpha_\phi = \frac{1}{L_0} \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha_\Sigma \cdot L_0}\right)^{-1} \times \frac{1}{\exp\left\{\frac{\ln\left[\frac{\alpha_\Sigma \cdot (L_0 + 1)}{(\alpha_\Sigma \cdot L_0 + 1)}\right]}{1 + \tau_{т.г.}/\tau_{ст}}\right\} - 1}}; \quad (6)$$

- в случае общего избытка топлива ($\alpha_\Sigma \leq 1$):

$$\alpha_\phi = \frac{1}{L_0} \times \left[(1 + \alpha_\Sigma \cdot L_0) \cdot \exp\left\{\frac{\ln\left[\frac{(L_0 + 1)}{(\alpha_\Sigma \cdot L_0 + 1)}\right]}{1 + \tau_{т.г.}/\tau_{ст}}\right\} - 1 \right]; \quad (7)$$

где $\tau_{т.г.}$ – характерное время турбулентного горения стехиометрической смеси, определяется соотношением

$$\tau_{т.г.} = B \cdot \frac{l_0}{w'} \cdot \ln\left(1 + \frac{w'}{U_n}\right), \quad (8)$$

где B – эмпирическая постоянная, U_n – нормальная скорость распространения пламени исходной смеси.

В соотношениях 6 и 7 время турбулентного смешения до стехиометрии ($\tau_{ст}$) определяются соотношениями:

- вдоль оси струи топлива при общем избытке воздуха ($\alpha_\Sigma \geq 1$)

$$\tau_{см} = \frac{d^2}{16 \cdot D_T \cdot \ln\left[\frac{\alpha_\Sigma \cdot (L_0 + 1)}{\alpha_\Sigma \cdot L_0 + 1}\right]}, \quad (9)$$

- вдоль оси струи воздуха при общем недостатке воздуха

$$\tau_{см} = \frac{d^2}{16 \cdot D_T \cdot \ln\left[\frac{(L_0 + 1)}{\alpha_\Sigma \cdot L_0 + 1}\right]}, \quad (10)$$

где d – диаметр трубки.

По величине среднего коэффициента избытка воздуха для факела (α_ϕ) определяются скорость распространения фронта воспламенения ($U_{т.д.}$), потребное время горения ($\tau_{т.д.}$) и значение критерия механизма турбулентного диффузионного горения ($K_{м.д.}$). Закономерности образования токсичных веществ в турбулентном диффузионном пламени также полностью определяются полуэмпирическими уравнениями кинетических кривых (на примере образования НС), полученные в работе [1, 2], при значениях $\alpha_\Sigma = \alpha_\phi$.

В случае большого избытка одного из компонент, когда суммарный коэффициент избытка воздуха в камере больше «бедного» концентрационного предела распространения пламени ($\alpha_{кр}^{\max}$) или же

меньше «богатого» предела ($\alpha_{кр}^{\min}$), возможно проявление эффекта гашения пламени избыточным компонентом. Этот эффект проявляется только в том случае, когда потребное время горения превышает время турбулентного смешения до верхнего или нижнего концентрационного предела.

Время турбулентного смешения до концентрационного предела ($\tau_{кр.см.}$) можно оценить следующими соотношениями:

- в случае $\alpha_\Sigma > \alpha_{кр.см}^{\max}$:

$$\tau_{кр.см.} = \frac{d^2}{16 \cdot D_T} \times \frac{\ln\left(\alpha_{кр}^{\max} \cdot \frac{1 + L_0}{1 + L_0 \cdot \alpha_{кр}^{\max}}\right)}{\ln\left(\frac{\alpha_\Sigma}{\alpha_{кр}^{\max}} \cdot \frac{1 + L_0 \cdot \alpha_{кр}^{\max}}{1 + L_0 \cdot \alpha_\Sigma}\right) \cdot \ln\left(\alpha_\Sigma \cdot \frac{1 + L_0}{1 + \alpha_\Sigma \cdot L_0}\right)}, \quad (11)$$

- в случае $\alpha_\Sigma < \alpha_{кр.см}^{\min}$:

$$\tau_{кр.см.} = \frac{d^2}{16 \cdot D_T} \times \frac{\ln\left(\frac{1 + L_0}{1 + L_0 \cdot \alpha_{кр}^{\min}}\right)}{\ln\left(\frac{1 + L_0 \cdot \alpha_{кр}^{\min}}{1 + L_0 \cdot \alpha_\Sigma}\right) \cdot \ln\left(\alpha_\Sigma \cdot \frac{1 + L_0}{1 + \alpha_\Sigma \cdot L_0}\right)}. \quad (12)$$

Если $\tau_{кр.см.} / \tau_{т.д.} > 1,0$ эффекты гашения пламени избыточным компонентом не проявляются, если же $\tau_{кр.см.} / \tau_{т.д.} < 1,0$, то имеет место гашение пламени избыточным компонентом.

Закономерности изменения концентраций НС, СО, NO_x в запламенной области определяются теми же зависимостями, что и в запламенной области ламинарного диффузионного пламени [3]. Отличия заключаются лишь во входных значениях концентраций токсичных веществ, которые в данном случае соответствуют концентрациям на выходе из зоны горения турбулентного диффузионного пламени.

Для примера на рис. 1 представлены результаты расчетов индексов эмиссии (EI) НС, СО, NO_x, с учетом особенностей турбулентного диффузионного пламени и экспериментальные результаты работы [4]. Расчеты выполнены для диффузионного горения испаренного керосина в воздухе при атмосферном давлении, общем коэффициенте избытка воздуха

$\alpha_\Sigma = 1,02$ и при различных начальных температурах воздуха на входе в камеру.

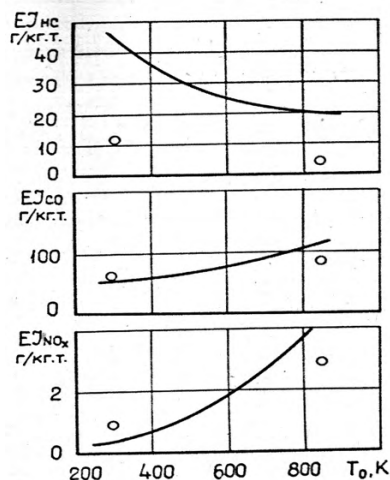


Рис. 1. Сопоставление экспериментальных и расчетных зависимостей изменения индексов эмиссии HC, CO, NO_x по температуре:
— расчет по полуэмпирическим соотношениям;
о экспериментальные данные [4]

Видно, что полуэмпирические соотношения качественно правильно отражают наблюдаемые экспериментально факты. О количественном соотношении трудно судить вследствие неопределенности характеристик турбулентности в условиях проведения экспериментов.

Для практики представляет интерес выделение области, когда характеристики горения и закономерности выхода основных токсичных веществ при диффузионном горении близки к характеристикам и закономерностям при горении предварительно перемешанных смесей. Для этого удобно ввести понятие степени диффузионности факела (K_d), представляющую собой отношение массовой скорости потребления недостающего компонента ($G_{п.г.}$) к массовой скорости смешения этого компонента в стехиометрическом соотношении ($G_{см}$):

$$K_d = \frac{G_{п.г.}}{G_{см}}. \quad (13)$$

Как показано Я.Б. Зельдовичем [5] массовая скорость потребления реагентов в ламинарном пламени предварительно перемешанной стехиометрической смеси является максимальным значением массовой скорости потребления реагентов, которое может иметь место в ламинарном диффузионном пламени. Тогда предельное значение массовой скорости потребления недостающего компонента можно представить соотношением:

$$G_{п.г.} = S_\phi \cdot \rho \cdot U_{н,\alpha=1}, \quad (14)$$

где S_ϕ – поверхность фронта пламени;

ρ – плотность недостающего компонента;

$U_{н,\alpha=1}$ – нормальная скорость распространения пламени стехиометрической смеси.

Массовая скорость смешения недостающего компонента в стехиометрическом соотношении в соответствии с уравнением диффузии определяется:

$$G_{см} = S_\phi \cdot \rho \cdot Q_{п.г.}, \quad (15)$$

где S_ϕ – поверхность стехиометрического состава

ρ – плотность недостающего компонента;

$Q_{п.г.}$ – объемный расход недостающего компонента на единицу поверхности стехиометрического состава.

Тогда степень диффузионности можно определить соотношениями:

- в случае общего избытка воздуха $\alpha_\Sigma > 1,0$:

$$K_d \approx \frac{d \cdot U_{н,\alpha=1}}{D} \cdot \frac{1}{\ln \left[\alpha_\Sigma \cdot (L_0 + 1) / (\alpha_\Sigma \cdot L_0 + 1) \right]}, \quad (16)$$

- в случае общего недостатка воздуха $\alpha_\Sigma < 1,0$:

$$K_d \approx \frac{d \cdot U_{н,\alpha=1}}{D} \cdot \frac{1}{\ln \left[(L_0 + 1) / (\alpha_\Sigma \cdot L_0 + 1) \right]}. \quad (17)$$

Выводы

Если значение $K_d > 1,0$, т.е. когда скорость потребления реагентов во фронте пламени намного выше скорости образования стехиометрической смеси, то характеристики горения, включая и эмиссионные, контролируются смешением и закономерности выхода токсичных веществ определяются закономерностями диффузионного пламени.

При $K_d < 1,0$, т.е. когда скорость потребления реагентов во фронте пламени меньше скорости образования стехиометрической смеси, то характеристики горения, включая и эмиссионные, близки к характеристикам горения предварительно перемешанных смесей.

Литература

1. Щукин, В.А. Физико-химическая модель выхода несгоревших углеводородов из ламинарного пламени однородной смеси [Текст] / В.А. Щукин, Ф.М. Валиев, О.В. Дунай // Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та. – 2010. – № 1. – С. 17-24.
2. Моделирование образования токсичных веществ в турбулентном пламени однородной смеси [Текст] / В.А. Щукин, Ф.М. Валиев, О.В. Дунай, Ф.В. Щукин // Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики АНТЭ-2011: Матер. VI Междунар. науч.-техн. конф. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та. – 2011. – Т. 1. – С. 40-48.

3. Щукін, В.А. Моделирование образования токсичных веществ в ламинарном диффузионном пламени [Текст] / В.А. Щукін, Ф.М. Валиев, О.В. Дунай // Матер. IV Междунар. симпозиума по реактивному движению и энергетике. – Китай, г. Сиань, 2012. – С. 365-369.

4. Образование окиси азота в турбулентном диффузионном факеле природного газа [Текст] / Б.С. Сорока, И.Я. Сигал, Н.А. Гуревич и др. // Теплоэнергетика. – 1978. – № 1. – С. 45-49.

5. Зельдович, Я.Б. Горение неперемешанных газов [Текст] / Я.Б. Зельдович // ЖЭТФ. – 1949. – Т. 19. – С. 1199-1210.

Поступила в редакцию 3.06.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры АДЭУ Б.Г. Мингазов, Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н.Туполева, Казань.

ОСОБЛИВОСТІ УТВОРЕННЯ ТОКСИЧНИХ РЕЧОВИН ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМУ ДИФУЗІЙНОМУ ЗГОРЯННІ ГАЗІВ

В.А. Щукін, Ф.М. Валиєв, О.В. Дунай

Представлено головні відмітні особливості протікання реакцій в турбулентному дифузійному полум'ї. Наведено напівемпіричні співвідношення просторово-часових характеристик турбулентного дифузійного полум'я. Оцінку основних просторово-часових характеристик (швидкості розповсюдження полум'я, часу горіння) проведено на рівні простих напівемпіричних співвідношень для турбулентного дифузійного полум'я із використанням поняття масової швидкості споживання недостатнього компоненту і лінійної швидкості розповсюдження ламинарного дифузійного полум'я. Результати розрахунку виходу токсичних речовин (вуглеводнів, що не згоріли - HC, окису вуглецю - CO, окисів азоту - NOx) при турбулентному дифузійному горінні та співставлення їх із експериментальними даними показують, що напівемпіричні співвідношення якісно правильно відбивають експериментальні факти, що спостережують.

Ключові слова: горіння, турбулентне дифузійне полум'я, критерій механізму турбулентного дифузійного полум'я, ступінь дифузійності факелу полум'я.

PARTICULARITIES OF THE FORMATION TOXIC SUBSTANCES IN TURBULENT DIFFUSION COMBUSTION GAS

V.A. Schukin, F.M. Valiev, O.V. Dunay

The presented main to discriminating particularities current reaction in turbulent diffusion flame. They are brought semitheoretical correlations space-temporary features turbulent diffusion flame. The estimation main space-temporary features (the velocities of the spreading the flame, time of the combustion) is organized at a rate of simple semitheoretical correlations for turbulent diffusion flame with use the notion to mass velocity of the consumption lacking component and linear velocity of the spreading laminar diffusion flame. The results of the calculation of the output toxic material (unburned hydrocarbons-HC, oxide of carbon-CO, nitrogen oxides - NOx) under turbulent diffusion combustion and collation them with experimental data show that semitheoretical correlations qualitative it is correct reflect the observed experimental facts.

Key words: combustion, turbulent diffusion flame, criterion of the mechanism turbulent diffusion flame, degree diffusion torchlight of the flame.

Щукін Владимир Андреевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Авиационные двигатели и энергетические установки» Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н. Туполева, Казань, Республика Татарстан, Россия, e-mail: adeu@adeu.kstu-kai.ru.

Валиев Фарид Максимович - канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Авиационные двигатели и энергетические установки» Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н. Туполева, Казань, Республика Татарстан, Россия, e-mail: ValievFM@mail.ru.

Дунай Олег Васильевич - канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Авиационные двигатели и энергетические установки» Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н. Туполева, Казань, Республика Татарстан, Россия, e-mail: adeu@adeu.kstu-kai.ru.

УДК 621.822.5

В.И. НАЗИН

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ТЕОРИЯ СДВОЕННОГО РАДИАЛЬНОГО ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ВНЕШНЕЙ НАГРУЗКЕ**

Разработана математическая модель сдвоенного гидростатодинамического подшипника; позволяющая определять несущую способность, расход рабочей жидкости, потери на трение и амплитудно-частотные характеристики рассматриваемого подшипника. Записана система баланса расходов рабочей жидкости через входные компенсирующие устройства и по контуру камеры, позволяющая определять давления в несущих камерах. Показано определение давлений на межкамерных перемычках, на основе решения уравнения Рейнольдса, доведенного до вида, приспособленного для численной реализации. Для определения траекторий движения центра вала и построения амплитудно-частотных характеристик применены нелинейные дифференциальные уравнения вала внутри подшипника. Записанные уравнения доведены до безразмерного вида и для их решения применены наиболее рациональные численные методы, позволяющие сравнительно быстро и точно получать основные характеристики подшипника. Разработан алгоритм расчета рассматриваемого подшипника.

Ключевые слова: гидростатодинамический подшипник; математическая модель, несущая способность, расход рабочей жидкости, потери на трение, амплитудно-частотные характеристики, численные методы, траектория движения, алгоритм расчета.

Введение

Тенденция роста скоростей вращения роторов машин приводит к росту нагруженности опор, увеличению амплитуд колебаний, вибраций и виброперемещений. В этих условиях возникает необходимость совершенствования существующих конструкций подшипников или поиск новых конструкций обладающих повышенной несущей способностью и улучшенными демпфирующими свойствами.

Одной из таких конструкций является предложенный автором этой работы сдвоенный тип подшипника.

Настоящая работа посвящена разработке математической модели сдвоенного гидростатодинамического подшипника при переменной внешней нагрузке. Схема рассматриваемого подшипника приведена на рис. 1.

Результаты исследований

Рассматриваемый подшипник имеет 2 рабочие поверхности, на которых выполнены несущие камеры. Давления в камерах обозначены $P_{k.1}$, $P_{k.2}$, $P_{k.3}$, $P_{k.4}$, $P_{k1.1}$, $P_{k1.2}$, $P_{k1.3}$, $P_{k1.4}$. Рабочая жидкость подается в несущие камеры под большим давлением $P_{вх}$. Диск связанный с валом вращается с угловой скоростью ω и его положение в подшипнике определяется эксцентриситетом «е» и углом положения β_0 (рис. 1).

Основными характеристиками подшипника являются несущая способность «W», расход рабочей жидкости «Q», потери на трение « $N_{тр}$ » и его амплитудно-частотная характеристика, показывающая зависимость амплитуд колебания вала от его угловой скорости. В основе определения этих характеристик лежит функция распределения давления по рабочей поверхности подшипника. Для ее определения необходимо решить совместно уравнения баланса расходов и уравнение Рейнольдса.

Баланс расходов записывается из условия равенства расходов через входное компенсирующее устройство (жиклер) и расходов по контуру i-й камеры (рис. 2).

Запишем баланс расходов для наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника (см. рис. 2).

$$Q_{вх1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_{V1}, \quad (1)$$

$$Q_{вх2} = Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14} + Q_{V2}, \quad (2)$$

где $Q_{вх1}$ и $Q_{вх2}$ – расходы через входные компенсирующие устройства, соответственно для наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника. Для жиклеров эти расходы записываются в следующем виде:

$$Q_{вх1} = \psi_{вх} \cdot \pi \cdot r_{ж1}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх} - P_{k.i})}, \quad (3)$$

$$Q_{вх2} = \psi_{вх} \cdot \pi \cdot r_{ж2}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх} - P_{k1.i})}, \quad (4)$$

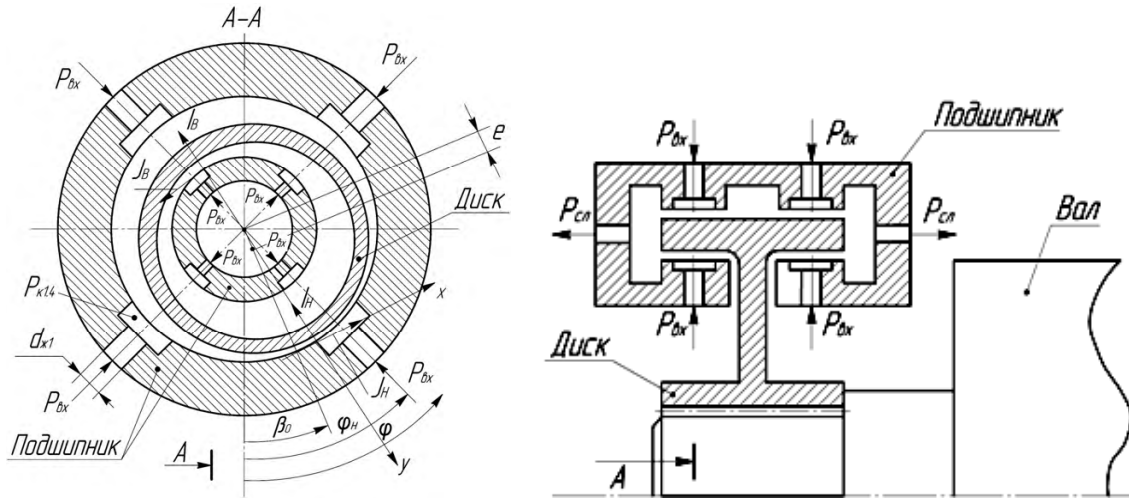


Рис. 1. Схема гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа

где $\psi_{вх}$ – коэффициент входа, равный 0,62...0,82; $r_{ж1}$ и $r_{ж2}$ – радиусы жиклеров; ρ – плотность рабочей жидкости; $P_{вх}$ – давление питания от насоса; P_{ki} и $P_{k1,i}$ – давления в i -й камере для наружной и внутренней рабочих поверхностей.

Расходы по контуру i -й камеры с учетом переносного и градиентного течения рабочей жидкости имеют вид:

$$Q_1 = -\frac{\omega R_1 h_{1,i} \cdot l_{k1}}{2} + \frac{h_{1,i}^3 (P_{ki} - P_{ki-1}) \cdot l_{k1}}{12\mu \cdot l_{mk1}},$$

$$Q_2 = \frac{\omega R_1 h_{1,i+2} \cdot l_{k1}}{2} + \frac{h_{1,i+2}^3 (P_{ki} - P_{ki+1}) \cdot l_{k1}}{12\mu \cdot l_{mk1}},$$

$$Q_3 = Q_4 = \frac{h_{1,i+1}^3 (P_{ki} - P_{кл}) \cdot b_{k1}}{12\mu \cdot l_{п1}}, \quad (5)$$

$$Q_{V1} = b_{k1} \cdot l_{k1} \cdot V_m,$$

$$Q_{11} = -\frac{\omega R_2 h_{2,i} \cdot l_{k2}}{2} + \frac{h_{2,i}^3 (P_{k1,i} - P_{k1,i-1}) \cdot l_{k2}}{12\mu \cdot l_{mk2}},$$

$$Q_{12} = \frac{\omega R_2 h_{2,i+2} \cdot l_{k2}}{2} + \frac{h_{2,i+2}^3 (P_{k1,i} - P_{k1,i+1}) \cdot l_{k2}}{12\mu \cdot l_{mk2}},$$

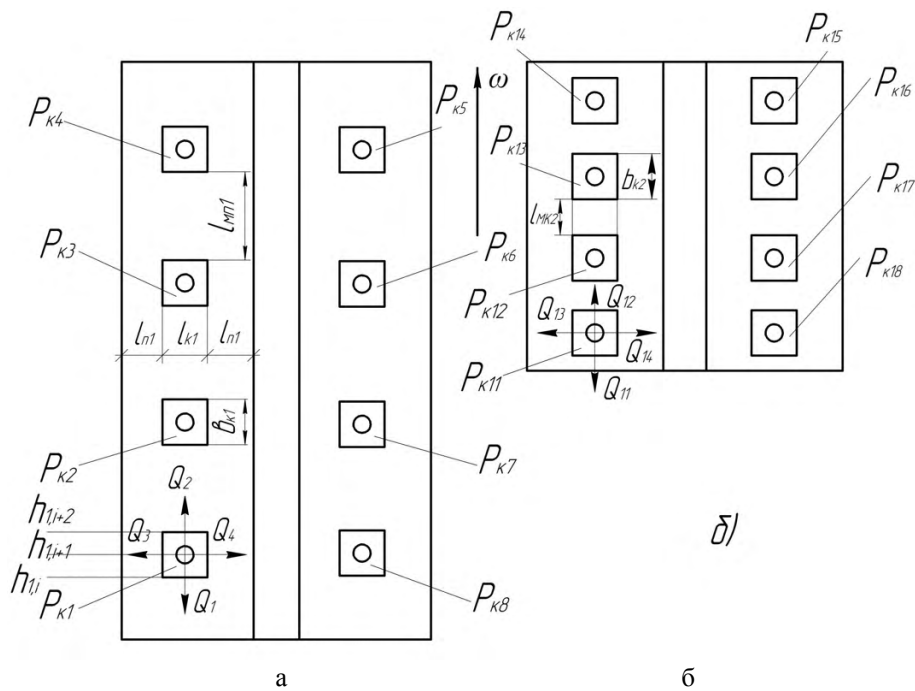


Рис. 2. Развертка наружной (а) и внутренней (б) рабочих поверхностей подшипника

$$Q_{13} = Q_{14} = \frac{h_{2,i+1}^3 (P_{k1,i} - P_{cl}) \cdot b_{k2}}{12\mu \cdot l_{п2}},$$

$$Q_{V2} = b_{k2} \cdot l_{k2} \cdot V_m,$$

где $l_{п1}$ и $l_{п2}$ – длины торцевых перемычек камер; $h_{1,i}$ и $h_{2,i}$ – зазоры в подшипнике, соответственно на наружной и внутренней рабочих поверхностях; μ – динамическая вязкость рабочей жидкости; ω – угловая скорость вращения вала; R_1 и R_2 – радиусы наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника; l_{k1} и l_{k2} – длины камер наружной и внутренней поверхностей подшипника (рис. 2); $l_{мп1}$ и $l_{мп2}$ – длины торцевых перемычек; l_{Mk1} и l_{Mk2} – длины межкамерных перемычек подшипника; P_{cl} – давление рабочей жидкости на сливе; b_{k1} и b_{k2} – ширины камер; Q_{V1} и Q_{V2} – расходы рабочей жидкости, обусловленные движением вала с диском; V_m – скорость движения вала вдоль линии центров диска и подшипника.

Из уравнений баланса расходов (1) и (2) после подстановки выражений (3), (4) и (5) запишем выражения для определения давлений в i -й камере, приспособленные для численной реализации.

$$(P_{ki})_{n+1} = a_{9i} \cdot \sqrt{P_{bx} - (P_{ki})_n} + a_{11i} (P_{ki-1})_n + a_{12i} (P_{ki+1})_n + a_{10i}, \quad (6)$$

$$(P_{kl,i})_{n+1} = b_{9i} \cdot \sqrt{P_{bx} - (P_{kl,i})_n} + b_{11i} (P_{kl,i-1})_n + b_{12i} (P_{kl,i+1})_n + b_{10i}. \quad (7)$$

Записанные в выражениях (6) и (7) коэффициенты $a_{9i}, a_{10i}, a_{11i}, a_{12i}, b_{9i}, b_{10i}, b_{11i}, b_{12i}$ – являются постоянными коэффициентами для заданной геометрии подшипника и i -й камеры.

Запишем выражения (6) и (7) в безразмерном виде, обозначив безразмерные параметры с чертой сверху.

$$(\bar{P}_{ki})_{n+1} = \bar{a}_{9i} \cdot \sqrt{1 - (\bar{P}_{ki})_n} + \bar{a}_{11i} (\bar{P}_{ki-1})_n + \bar{a}_{12i} (\bar{P}_{ki+1})_n + \bar{a}_{10i}, \quad (8)$$

$$(\bar{P}_{kl,i})_{n+1} = \bar{b}_{9i} \cdot \sqrt{1 - (\bar{P}_{kl,i})_n} + \bar{b}_{11i} (\bar{P}_{kl,i-1})_n + \bar{b}_{12i} (\bar{P}_{kl,i+1})_n + \bar{b}_{10i}. \quad (9)$$

Безразмерные параметры в выражениях (8) и (9) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} \bar{a}_{9i} &= a_{9i} / \sqrt{P_{bx}}; \bar{a}_{11i} = a_{11i}; \bar{a}_{12i} = a_{12i}; \\ \bar{a}_{10i} &= a_{10i} / P_{bx}; \\ \bar{b}_{9i} &= b_{9i} / \sqrt{P_{bx}}; \bar{b}_{11i} = b_{11i}; \bar{b}_{12i} = b_{12i}; \\ \bar{b}_{10i} &= b_{10i} / P_{bx}. \end{aligned}$$

Задаваясь начальными значениями давлений в камерах $(\bar{P}_{ki})_n$ и $(\bar{P}_{kl,i})_n$ получают новые значения давлений на $n+1$ шаге по уравнениям (8) и (9).

Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока предыдущее и последующее значения давлений в камерах будут меньше заданной точности решения (ε_1), т.е.

$$\begin{aligned} (\bar{P}_{ki})_{n+1} - (\bar{P}_{ki})_n &\leq \varepsilon_1, \\ (\bar{P}_{kl,i})_{n+1} - (\bar{P}_{kl,i})_n &\leq \varepsilon_1. \end{aligned}$$

Для определения функции изменения давления на межкамерных перемычках с учетом общепринятых в гидродинамической теории допущений, а также считая, что смазка представляет несжимаемую ньютоновскую жидкость и течение смазки – изотермическое, запишем уравнение Рейнольдса с учетом этих допущений [1, 2].

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3 \partial P}{k_x \partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3 \partial P}{k_z \partial z} \right) = \\ = 6\mu \frac{\partial(U \cdot h)}{\partial x} + 12\mu V, \end{aligned} \quad (10)$$

где x и z – окружная и осевая координаты в подшипнике; h – зазор; P – текущее значение давления на межкамерных перемычках; μ – динамическая вязкость рабочей жидкости; k_x и k_z – коэффициенты турбулентности; U – окружная скорость вала; V – скорость сближения диска с валом и подшипника.

Для определения коэффициентов турбулентности k_x и k_z применим наиболее распространенный в настоящее время метод В.Н. Константиnescу, основанный на гипотезе Л. Прандтля о пути перемешивания. В соответствии с этим методом коэффициенты турбулентности определяют по следующим зависимостям.

$$\begin{aligned} k_x &= 1 + 0,044 (\sigma_*^2 \cdot Re)^{0,725}, \\ k_z &= 1 + 0,0247 (\sigma_*^2 \cdot Re)^{0,65}, \end{aligned} \quad (11)$$

где $\sigma_* = 0,125 \cdot Re^{0,07}$; $Re = \frac{Uh}{v}$ – числа Рейнольдса; v – кинематическая вязкость рабочей жидкости.

В силу того, что скорости наружной и внутренней рабочих поверхностей диска, а также зазоры в наружной и внутренней частях подшипника будут разные, запишем уравнения Рейнольдса для наружной и внутренней частей подшипника

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{h_1^3 \partial P_1}{k_{x1} \partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{h_1^3 \partial P_1}{k_{z1} \partial z_1} \right) = \\ = 6\mu \frac{\partial(U_1 \cdot h_1)}{\partial x_1} + 12\mu V, \end{aligned} \quad (12)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{h_2^3 \partial P_2}{k_{x2} \partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{h_2^3 \partial P_2}{k_{z2} \partial z_2} \right) =$$

$$= 6\mu \frac{\partial(U_2 \cdot h_2)}{\partial x_2} + 12\mu V, \quad (13)$$

где

$$k_{x1} = 1 + 0,044 \cdot (\sigma_{*1}^2 Re_1)^{0,725},$$

$$k_{z1} = 1 + 0,0247 \cdot (\sigma_{*1}^2 Re_1)^{0,65},$$

$$k_{x2} = 1 + 0,044 \cdot (\sigma_{*2}^2 Re_2)^{0,725},$$

$$k_{z2} = 1 + 0,0247 \cdot (\sigma_{*2}^2 Re_2)^{0,65},$$

$$\sigma_{*1} = 0,125 \cdot Re_1^{0,07},$$

$$\sigma_{*2} = 0,125 \cdot Re_2^{0,07},$$

$$U_1 = \omega R_{Д1} + \frac{de}{dt} \sin(\varphi - \beta_0) - e \frac{d\beta_0}{dt} \cos(\varphi - \beta_0),$$

$$U_2 = \omega R_{Д2} + \frac{de}{dt} \sin(\varphi - \beta_0) - e \frac{d\beta_0}{dt} \cos(\varphi - \beta_0),$$

$$V = \frac{de}{dt} \cos(\varphi - \beta_0) - e \frac{d\beta_0}{dt} \sin(\varphi - \beta_0),$$

$$h_{1,i} = \delta_{01} - e \cos(\varphi - \beta_0), h_{2,i} = \delta_{02} + e \cos(\varphi - \beta_0).$$

Уравнения (12) и (13) не имеют в настоящее время аналитического решения. Поэтому для их решения применяют приближенные численные методы. Одним из таких методов является метод конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки. Для записи уравнений (12) и (13) в конечно-разностном виде поверхность между камерами покрывается регулярной сеткой с шагами Δx и Δz и частные производные записываются в конечно-разностном виде, используя пяти-точечный шаблон.

Запишем уравнения (12) и (13) в безразмерном виде

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{k_{x1}} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial \varphi_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{k_{z1}} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial z_1} \right) =$$

$$= \Omega_1 \cdot \frac{\partial(\bar{U}_1 \cdot \bar{h}_1)}{\partial \varphi_1} + \Omega_{11} \cdot \bar{V}, \quad (14)$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{k_{x2}} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial \varphi_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{k_{z2}} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial z_2} \right) =$$

$$= \Omega_2 \cdot \frac{\partial(\bar{U}_2 \cdot \bar{h}_2)}{\partial \varphi_2} + \Omega_{22} \cdot \bar{V}. \quad (15)$$

Безразмерные параметры в выражениях (14) и (15) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\bar{\chi}_1 = e/\delta_{01}; \bar{\chi}_2 = e/\delta_{02};$$

$$\bar{h}_1 = h_1/\delta_{01}; \bar{h}_2 = h_2/\delta_{02};$$

$$\varphi_1 = x_1/R_{A1};$$

$$\varphi_2 = \chi_2/R_{Д2}; \bar{z}_1 = z_1/R_{Д1}; \bar{z}_2 = z_2/R_{Д2};$$

$$\bar{P}_1 = P_1/P_{BX}; \bar{P}_2 = P_2/P_{BX};$$

$$\Omega_1 = \frac{6\mu\omega R_{Д1}^2}{\delta_{01}^2 \cdot P_{BX}}; \Omega_2 = \frac{6\mu\omega R_{Д2}^2}{\delta_{02}^2 \cdot P_{BX}};$$

$$\Omega_{11} = \frac{12\mu R_{Д1}^2}{\delta_{01}^2 \cdot P_{BX} \cdot T}; \Omega_{22} = \frac{12\mu R_{Д2}^2}{\delta_{02}^2 \cdot P_{BX} \cdot T}.$$

Запишем уравнения (14) и (15) в конечно-разностном виде

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{k_{x1}} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial \varphi_1} \right) = \frac{\bar{h}_{1,i}^3}{k_{x1,i}} \frac{(\bar{P}_{1,i+1,j} - 2\bar{P}_{1,i,j} + \bar{P}_{1,i-1,j})}{\Delta \varphi_1^2} +$$

$$+ \frac{3\bar{h}_{1,i}^2 \cdot (\bar{h}_{1,i+1} - \bar{h}_{1,i-1}) (\bar{P}_{1,i+1,j} - \bar{P}_{1,i-1,j})}{k_{x1,i} \cdot 4\Delta \varphi_1^2} -$$

$$- \frac{\bar{h}_{1,i}^3 \cdot (k_{x1,i+1} - k_{x1,i-1}) \cdot (\bar{P}_{1,i+1,j} - \bar{P}_{1,i-1,j})}{k_{x1,i}^2 \cdot 4\Delta \varphi_1^2};$$

$$\frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{k_{z1}} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial z_1} \right) = \frac{\bar{h}_{1,i}^3 (\bar{P}_{1,i,j+1} - 2\bar{P}_{1,i,j} + \bar{P}_{1,i,j-1})}{k_{z1,i} \cdot \Delta z_1^2};$$

$$F_{1,i} = \Omega_1 \frac{\partial(\bar{U}_1 \cdot \bar{h}_1)}{\partial \varphi_2} + \Omega_{11} \cdot \bar{V} =$$

$$= \frac{\Omega_1 \cdot \bar{h}_{1,i} \cdot (\bar{U}_{1,i+1} - \bar{U}_{1,i-1})}{2 \cdot \Delta \varphi_1} +$$

$$+ \frac{\Omega_1 \cdot \bar{U}_{1,i} \cdot (\bar{h}_{1,i+1} - \bar{h}_{1,i-1})}{2 \cdot \Delta \varphi_1} + \Omega_{11} \cdot \bar{V}_i,$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{k_{x2}} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial \varphi_2} \right) = \frac{\bar{h}_{2,i}^3}{k_{x2,i}} \frac{(\bar{P}_{2,i+1,j} - 2\bar{P}_{2,i,j} + \bar{P}_{2,i-1,j})}{\Delta \varphi_2^2} +$$

$$+ \frac{3\bar{h}_{2,i}^2 \cdot (\bar{h}_{2,i+1} - \bar{h}_{2,i-1}) (\bar{P}_{2,i+1,j} - \bar{P}_{2,i-1,j})}{k_{x2,i} \cdot 4\Delta \varphi_2^2} -$$

$$- \frac{\bar{h}_{2,i}^3 \cdot (k_{x2,i+1} - k_{x2,i-1}) \cdot (\bar{P}_{2,i+1,j} - \bar{P}_{2,i-1,j})}{k_{x2,i}^2 \cdot 4\Delta \varphi_2^2};$$

$$\frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{k_{z2}} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial z_2} \right) = \frac{\bar{h}_{2,i}^3 (\bar{P}_{2,i,j+1} - 2\bar{P}_{2,i,j} + \bar{P}_{2,i,j-1})}{k_{z2,i} \cdot \Delta z_2^2};$$

$$F_{2,i} = \Omega_2 \frac{\partial(\bar{U}_2 \cdot \bar{h}_2)}{\partial \varphi_2} + \Omega_{22} =$$

$$= \frac{\Omega_2 \cdot \bar{h}_{2,i} \cdot (\bar{U}_{2,i+1} - \bar{U}_{2,i-1})}{2 \cdot \Delta \varphi_2} + \frac{\Omega_2 \cdot \bar{U}_{2,i} \cdot (\bar{h}_{2,i+1} - \bar{h}_{2,i-1})}{2 \cdot \Delta \varphi_2} + \Omega_2 \cdot \bar{V}_i.$$

Окончательная конечно-разностная запись уравнений Рейнольдса будет иметь следующий вид:

$$H_{5i} \bar{P}_{1,i+1,j} + H_{6i} \bar{P}_{1,i,j} + H_{7i} \bar{P}_{1,i-1,j} + H_{4i} \bar{P}_{1,i,j+1} + H_{4i} \bar{P}_{1,i,j-1} = F_{1,i}; \quad (16)$$

$$E_{5i} \bar{P}_{2,i+1,j} + E_{6i} \bar{P}_{2,i,j} + E_{7i} \bar{P}_{2,i-1,j} + E_{4i} \bar{P}_{2,i,j+1} + E_{4i} \bar{P}_{2,i,j-1} = F_{2,i}. \quad (17)$$

Метод численной реализации уравнений (16) и (17) подробно изложен в работе [3].

Задаваясь начальными значениями давлений в узлах сетки, методом продольно-поперечной прогонки определяют значения давлений в узлах сетки на следующем шаге. Итерационный процесс продолжается до получения заданной точности

$$(\bar{P}_{1,i,j})_{n+1} - (\bar{P}_{1,i,j})_n \leq \varepsilon_2 \text{ и } (\bar{P}_{2,i,j})_{n+1} - (\bar{P}_{2,i,j})_n \leq \varepsilon_2$$

где ε_2 – точность определения давлений на межкамерной перемычке.

Зная давления в камерах и узлах межкамерных перемычек, можно определить грузоподъемность подшипника. Грузоподъемность подшипника определяется как сумма грузоподъемностей наружной и внутренней его рабочих поверхностей, а также суммы грузоподъемностей отдельных участков каждой из рабочих поверхностей подшипника.

Запишем общую грузоподъемность наружной рабочей поверхности подшипника в проекциях на ось y (I_H) и ось x (J_H), с учетом того, что рабочая поверхность имеет два ряда камер

$$I_H = (W_{H_{укам}} + W_{H_{ум}} + W_{H_{Ty}} + W_{H_{Py}}) \cdot 2,$$

$$J_H = (W_{H_{хкам}} + W_{H_{xm}} + W_{H_{Tx}} + W_{H_{Px}}) \cdot 2, \quad (18)$$

где $W_{H_{укам}}$ и $W_{H_{хкам}}$ – грузоподъемности камер в проекциях на ось y и ось x ; $W_{H_{ум}}$ и $W_{H_{xm}}$ – грузоподъемности межкамерных перемычек в проекциях на оси y и x ; $W_{H_{Ty}}$ и $W_{H_{Tx}}$ – грузоподъемности торцов камер в проекциях на оси y и x ; $W_{H_{Py}}$ и $W_{H_{Px}}$ – грузоподъемности торцевых межкамерных перемычек в проекциях на оси y и x .

Запишем общую грузоподъемность внутренней рабочей поверхности подшипника в проекциях на ось y (I_B) и ось x (J_B) с учетом того, что рабочая поверхность имеет также два ряда камер. Учтем также, что для внутренней рабочей поверхности подшипника большее давление будет в камерах,

расположенных в верхней части подшипника в силу того, что там меньший зазор, чем в наружной части подшипника. Поэтому общую грузоподъемность внутренней рабочей поверхности подшипника примем с противоположным знаком

$$I_B = -(W_{B_{укам}} + W_{B_{ум}} + W_{B_{Ty}} + W_{B_{Py}}) \cdot 2,$$

$$J_B = -(W_{B_{хкам}} + W_{B_{xm}} + W_{B_{Tx}} + W_{B_{Px}}) \cdot 2, \quad (19)$$

где $W_{B_{укам}}$ и $W_{B_{хкам}}$ – грузоподъемности камер в проекциях на ось y и ось x ; $W_{B_{ум}}$ и $W_{B_{xm}}$ – грузоподъемности межкамерных перемычек в проекциях на оси y и x ; $W_{B_{Ty}}$ и $W_{B_{Tx}}$ – грузоподъемности торцов камер в проекциях на оси y и x ; $W_{B_{Py}}$ и $W_{B_{Px}}$ – грузоподъемности торцевых межкамерных перемычек в проекциях на оси y и x .

Запишем суммарную грузоподъемность обеих рабочих поверхностей подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника $\bar{I}_\Sigma$ и направление ей перпендикулярное $\bar{J}_\Sigma$ в безразмерном виде

$$\bar{I}_\Sigma = \bar{I}_H + \bar{I}_B,$$

$$\bar{J}_\Sigma = \bar{J}_H + \bar{J}_B. \quad (20)$$

Безразмерные параметры в уравнениях (20) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\bar{I}_H = I_H / (P_{вх} \cdot R_{д1}^2); \bar{J}_H = J_H / (P_{вх} \cdot R_{д1}^2);$$

$$\bar{I}_B = I_B / (P_{вх} \cdot R_{д2}^2); \bar{J}_B = J_B / (P_{вх} \cdot R_{д2}^2).$$

Зная давления в камерах можно определить расход рабочей жидкости через подшипник

$$Q_\Sigma = Q_{\text{наруж}} + Q_{\text{внутр}}, \quad (21)$$

где $Q_{\text{наруж}} = 2\psi_{вх} \pi \cdot r_{ж1}^2 \sqrt{\frac{2P_{вх}}{\rho}} \sum_{i=1}^k \sqrt{1 - \bar{P}_{ki}}$ – расход рабочей жидкости через камеры, расположенные на наружной рабочей поверхности подшипника; k – число камер в подшипнике на его половине наружной рабочей поверхности;

$$Q_{\text{внутр}} = 2\psi_{вх} \pi \cdot r_{ж2}^2 \sqrt{\frac{2P_{вх}}{\rho}} \sum_{i=1}^m \sqrt{1 - \bar{P}_{ki,i}}$$

– расход рабочей жидкости через камеры, расположенные на внутренней рабочей поверхности подшипника; m – число камер на половине внутренней рабочей поверхности подшипника.

Описание остальных параметров в формулах расхода рабочей жидкости приведено при записи выражений (3) и (4).

Запишем выражения для определения потерь мощности на трение в безразмерном виде с учетом турбулентности течения рабочей жидкости

$$\begin{aligned}\bar{k}_{N_{\text{трH}}} &= \frac{\bar{L}_{\Pi} \Delta \varphi_1 \lambda_{1i}}{\bar{\psi}_1} \sum_{i=1}^{N1} \frac{\bar{U}_{1,i} k(\text{Re})_{1,i}}{\bar{h}_{1,i}} + \\ &+ \bar{k}_{N1} \Delta z_1 \bar{\psi}_1 \lambda_{3j} \sum_{j=1}^{N2} \bar{N}_{1,j}, \\ \bar{k}_{N_{\text{трB}}} &= \frac{\bar{L}_{\Pi} \Delta \varphi_2 \lambda_{2i}}{\bar{\psi}_2} \sum_{i=1}^{N3} \frac{\bar{U}_{2,i} k(\text{Re})_{2,i}}{\bar{h}_{2,i}} + \\ &+ \bar{k}_{N1} \Delta z_2 \bar{\psi}_2 \lambda_{3j} \sum_{j=1}^{N2} \bar{N}_{2,j},\end{aligned}\quad (22)$$

$$\text{где } \bar{N}_{1,j} = \lambda_{1,i} \sum_{i=1}^{N1} \frac{\bar{h}_{1,i} (\bar{P}_{1,i+1,j} - \bar{P}_{1,i-1,j})}{2};$$

$$\bar{N}_{2,j} = \lambda_{2,i} \sum_{i=1}^{N3} \frac{\bar{h}_{2,i} (\bar{P}_{2,i+1,j} - \bar{P}_{2,i-1,j})}{2}.$$

Безразмерные параметры в выражениях (22) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\begin{aligned}\bar{k}_{N\delta\delta\dot{I}} &= \frac{N_{\delta\delta\dot{I}}}{\mu \omega^2 R_{\dot{A}1}^3}; \\ \bar{k}_{N\delta\delta\dot{A}} &= \frac{N_{\delta\delta\dot{A}}}{\mu \omega^2 R_{\dot{A}2}^3}; \\ \bar{\psi}_1 &= \frac{\delta_{01}}{R_{\dot{A}1}}; \bar{\psi}_2 = \frac{\delta_{02}}{R_{\dot{A}2}}; \\ \bar{k}_{N1} &= \frac{P_{\dot{A}\delta}}{\mu \omega}; \bar{\Delta z}_1 = \Delta z_1 / L_{\dot{I}}; \\ \bar{\Delta z}_2 &= \Delta z_2 / L_{\dot{I}}.\end{aligned}$$

Потери мощности на трение для всего подшипника будут равны сумме потерь на трение для наружной и внутренней рабочих поверхностей

$$\bar{k}_{N_{\text{тр}\Sigma}} = 2\bar{k}_{N_{\text{трH}}} + 2\bar{k}_{N_{\text{трB}}}. \quad (23)$$

Суммарные потери мощности на трение и прокачку в подшипнике будут равны их сумме

$$\bar{k}_{\Pi\Sigma} = \bar{k}_{N_{\text{тр}}} + \bar{k}_{N_{\text{ПК}}}, \quad (24)$$

$$\text{где } \bar{k}_{N_{\text{ПК}}} = \frac{P_{\text{вх}} \cdot Q_{\Sigma}}{\mu \omega^2 R_{\text{ДП}}^3}.$$

В данной работе динамическая задача решена с использованием нелинейных уравнений движения жесткого одномассового ротора, установленного на двух гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа. За основу были взяты уравнения движения, приведенные в работе [1]. Внешними силами в этих уравнениях являются гидродинамические силы, вес ротора и его неуровновешенность.

Запишем уравнения движения ротора в безразмерном виде

$$\begin{aligned}\bar{m}(\ddot{\bar{\lambda}} - \bar{\chi} \cdot \dot{\beta}_0^2) &= -2\bar{I}_{\Sigma} + \bar{G} \cdot \cos \beta_0 + \\ &+ \bar{q} \cos \left(\frac{\bar{t}}{\text{Sh}} - \beta_0 + \beta_{\dot{I}} \right), \\ \bar{m}(\bar{\chi} \cdot \ddot{\beta}_0 + 2\bar{\chi} \cdot \dot{\beta}_0) &= -2\bar{J}_{\Sigma} - \bar{G} \cdot \sin \beta_0 + \\ &+ \bar{q} \sin \left(\frac{\bar{t}}{\text{Sh}} - \beta_0 + \beta_{\dot{I}} \right).\end{aligned}\quad (25)$$

Безразмерные параметры в выражениях (25) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\begin{aligned}\bar{m} &= \frac{m \delta_{01}}{P_{\dot{A}\delta} R_{\dot{A}1} T^2}; \bar{I}_{\Sigma} = \frac{I_{\Sigma}}{P_{\dot{A}\delta} R_{\dot{A}1}^2}; \bar{J}_{\Sigma} = \frac{J_{\Sigma}}{P_{\dot{A}\delta} R_{\dot{A}1}^2}; \\ \bar{q} &= q \omega^2 / P_{\dot{A}\delta} R_{\dot{A}1}^2; \\ \bar{G} &= mg / P_{\dot{A}\delta} R_{\dot{A}1}^2; \bar{t} = \frac{t}{T}; \\ \text{Sh} &= \frac{1}{\omega t}; \bar{\chi} = \frac{e}{\delta_{01}};\end{aligned}$$

где $G = mg$ – вес вала с дисками; g – ускорение свободного падения; e – эксцентриситет в подшипнике; I_{Σ} и J_{Σ} – гидродинамические силы в проекциях на линию центров диска и подшипника (ось y) и направление ей перпендикулярное (ось x); q – остаточная неуровновешенность вала; ω – угловая скорость вращения диска с валом; β_H – положение оси отсчета углов.

Для численного решения уравнений (25) применяется многошаговый метод Адамса. Для получения исходной информации для метода Адамса использовался одношаговый метод Эйлера.

Вывод

Разработанная математическая модель позволит определять несущую способность, расход рабочей жидкости, потери на трение и прокачку и амплитудно-частотные характеристики гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа.

Литература

1. Коровчинский, М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения [Текст] / М.В. Коровчинский. – М.: Машигиз, 1969. – 403 с.
2. Токарь, И.Я. Проектирование и расчет опор трения [Текст]: моногр. / И.Я. Токарь. – М.: Машиностроение, 1972. – 167 с.
3. Назин, В.И. Радиальный гидростатический подшипник повышенной несущей способности [Текст] / В.И. Назин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 8 (95). – С. 94 – 100.

Поступила в редакцию 20.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры Л.Г. Бойко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

ТЕОРІЯ ЗДВОЄННЯ РАДІАЛЬНОГО ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНОГО ПІДШИПНИКА ПРИ НЕСТАЦІОНАРНОМУ ЗОВНІШНЬОМУ НАВАНТАЖЕННІ

В.Й. Назін

Розроблено математичну модель здвоєного гідростатодинамічного підшипника; що дозволяє визначати несучу здатність, витрата робочої рідини, втрати на тертя і амплітудно-частотні характеристики розглянутого підшипника. Записана система балансу витрат робочої рідини через вхідні компенсують пристрої і по контуру камери, яка дозволяє визначати тиску в несучих камерах. Показано визначення тисків на міжкамерних перемичках, на основі рішення рівняння Рейнольдса, доведеного до виду, пристосованого для чисельної реалізації. Для визначення траєкторій руху центру валу і побудови амплітудно-частотних характеристик застосовані нелінійні диференціальні рівняння валу всередині підшипника. Записані рівняння доведені до безрозмірного виду і для їх вирішення застосовані найбільш раціональні чисельні методи, що дозволяють порівняно швидко і точно отримувати основні характеристики підшипника. Розроблено алгоритм розрахунку розглянутого підшипника.

Ключові слова: гідростатодинамічний підшипник; математична модель, несуча здатність, витрата робочої рідини, втрати на тертя, амплітудно-частотні характеристики, чисельні методи, траєкторія руху, алгоритм розрахунку.

THEORY OF DOUBLE RADIAL BEARING IN GIDROSTATODINAMICHESKOGO STATIONARY EXTERNAL LOAD

V.I. Nazin

A mathematical model of the double gidrostatodinamicheskogo bearing; let-schaya determine the carrying capacity, flow of working fluid, friction losses, and the amplitude-frequency characteristics of the considered bearing. Recorded balance system cost ra-working fluid through the input compensation arrangements and the contour of the camera that allows you to determine the pressure in the supporting cells. Shows the definition of pressure on inter-chamber jumpers on the basis of the solution of the Reynolds brought to the species, adapted for the numerical realization of the. To determine the trajectory of the center of the shaft and the construction of the amplitude-frequency characteristics of nonlinear partial differential equations applied to the shaft within the bearing. Logged equations of the brought to the dimensionless form and for their most rational solutions applied numerical methods to relatively quickly and accurately obtain the basic characteristics of the bearing. An algorithm for calculation of the bearing under consideration.

Keywords: gidrostatodinamicheskyy bearing, the mathematical model, carrying capacity, flow of working fluid, friction losses, the amplitude-frequency characteristics, numerical methods, the trajectory of the algorithm calculation.

Назін Владимир Иосифович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: dekanat@d2.khai.edu.

УДК 621.43.056+519.6

Д.А. ДОЛМАТОВ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ГЕНЕРАЦИЯ ГИДРОКСИЛОВ И АТОМАРНОГО КИСЛОРОДА ВБЛИЗИ МАЛЫХ ПЛАЗМЕННЫХ ВКЛЮЧЕНИЙ

Рассмотрены теоретические основы генерации высокоактивных свободных радикалов ОН и О в микроразмерных зонах с повышенной концентрацией ионизированного газа без присутствия стационарного разряда. Установлены зависимости суммарной скорости генерации – расхода компонента от начальной степени ионизации среды, начального размера включения и скорости нейтрализации. Рассмотрены особенности характерных химических реакций при нестационарном протекании, проведен сравнительный анализ процессов в инертной воздушной среде и участках пламени с различной температурой.

Ключевые слова: электрохимическая реакция, возбужденное состояние, свободный радикал, скорость реакции, конкурирующая реакция

Введение

Методы впрыска плазменных струй или малых плазменных включений различной степени ионизированности разрабатываются достаточно давно и имеют значительные перспективы для усовершенствования процессов сжигания топлив, в частности, для стимуляции горения, ускорения поджига заряда или генерации детонационной волны [1, 2]. В большинстве работ указывается принципиальное влияние генерируемых ионизированным кластером радикалов и вторичных ионов (т.е., ионов, образующихся в ходе взаимодействия плазменного образования с основным потоком, а не содержащихся в нем изначально) на итоговый эффект [1, 3].

Вместе с тем вследствие высокой разветвленности реакций и их большого числа (в особенности для сильно ионизированного газа) детальная химическая кинетика плазменных процессов в реагирующей среде в настоящее время изучена недостаточно подробно.

Известны работы [3, 4], посвященные моделированию химической кинетики горения углеводородных топлив в непосредственной окрестности стационарного, искрового и стримерного разрядов. Рассмотренные в них вопросы особенностей химической кинетики горения позволяют повысить точность математического моделирования и эффективность практического применения электрохимических процессов, основанных на взаимодействии реагирующего потока с электрическим разрядом. Однако следует отметить, что при наличии электрического разряда химическая активность свободных электронов значительно превосходит активность ионов как в стволе разряда, так и в зоне вторичной

ионизации, и основная нагрузка электрохимических реакций приходится именно на реакции, связанные с взаимодействием электронов разряда с частицами-мишенями (адгезионная ионизация, возбуждение, ударная ионизация). При впрыске плазменного заряда/струи либо распаде плазменного образования после отключения разряда, напротив, ионы обладают значительно большей химической активностью, поскольку остающиеся в реакционной зоне свободные электроны при отсутствии внешнего поля обладают сравнительно низкими энергиями и вносят незначительный (по крайней мере, в сравнении с электронными реакциями в стволе разряда, [4]) вклад в общий генеральный баланс реакций. Таким образом, задачи исследования взаимодействия плазменных включений с потоком в отсутствие наложенного внешнего поля

В настоящей работе рассматриваются вопросы химической кинетики и физики процессов генерации критических для процесса горения частиц – радикалов ОН и О – в ходе нестационарного взаимодействия плазменного включения с основным потоком. Для упрощения математической модели не рассматривается природа генерации плазменного включения и его (а также инициирующего разряда и других источников) предварительное воздействие на поток.

Для уточнения физико-химической природы процесса образования активных частиц в качестве объектов выбраны реагирующий метано-воздушный поток и инертная воздушная среда; во втором случае, разумеется, отсутствуют реакции горения топлива, однако учитываются возможные реакции образования оксидов азота и других побочных продуктов.

Математическая модель и химическая кинетика процесса

В работе рассматривается дозвуковые реагирующий и инертный потоки, генеральный баланс которых включает большое количество одновременно протекающих и иерархически взаимосвязанных [5] термических и электрохимических реакций. Скорость i -й термической реакции образования/распада m -ой компоненты определяется как:

$$v_{ti} = \frac{dc_m}{dt} = k_i \prod c_j, \quad (1)$$

где c_m – концентрация m -ой компоненты;

c_j – концентрации j -ых компонент, участвующих в i -ой реакции;

k_i – константа скорости i -ой реакции.

Все концентрации веществ в (1) и далее являются мгновенными, а не равновесными, поскольку моделируемые процессы нестационарные. Для термических реакций константы скорости определяют в форме Аррениуса [5]:

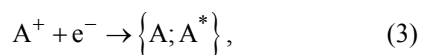
$$k_i = A_i T^{b_i} e^{-E_i/RT}, \quad (2)$$

где A_i , b_i – аррениусовы коэффициенты скорости i -ой реакции;

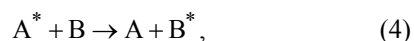
E_i – энергия активации i -ой реакции;

R – универсальная газовая постоянная.

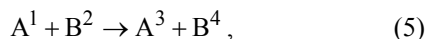
В число электрохимических реакций, наблюдаемых при взаимодействии плазменного включения с основным потоком, входят реакции адгезионной нейтрализации (приводящие к нейтрализации и исчезновению плазменного образования):



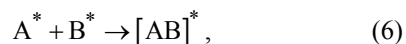
реакции полной перезарядки:



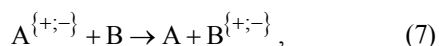
реакции частичной перезарядки (перераспределения возбуждения):



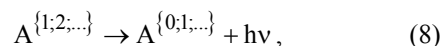
реакции образования сверхкритических комплексов [6]:



реакции ионной перезарядки:



реакции релаксации возбужденного состояния:



где A^* , B^* – общее обозначение возбужденных состояний частиц A и B ;

$A^{1,\dots}$ – возбужденные состояния частицы в соответствии с сериями (A^0 соответствует базовому состоянию).

В отличие от электронных реакций в присутствии электрического разряда, для большинства реакций ионов и возбужденных частиц плазменного включения возможно использование выражения константы скорости (2) с коррекцией входящих в него коэффициентов и энергии активации по разнице энергий между возбужденным и базовым состоянием частицы. Для тех из электрохимических реакций, природа которых исключает подобную возможность, скорость может быть определена по известному [6] выражению для предварительно найденного сечения реакции σ_e :

$$\sigma_e = \int_{\Delta\varepsilon=E}^{\infty} \frac{\partial\sigma}{\partial\Omega} d\Omega, \quad (9)$$

где E – энергия активации реакции.

Следует отметить, что в (9), в отличие от электронных реакций возбуждения [4, 6], не фиксируется конечный верхний предел интегрирования, поскольку в большинстве случаев не приводимых к (2) реакций отсутствует множественность возможных конечных продуктов.

Исключение составляют реакции частичной перезарядки (4), поскольку для них возможно большое число квантовых и колебательных состояний конечных продуктов. В таком случае в (9) используется конечный верхний предел интегрирования, соответствующий максимальному значению энергии рассматриваемой серии.

Для описания газодинамики реагирующего течения используется математическая модель турбулентной гомогенной вязкой среды при нестационарном течении [7]:

$$\frac{\partial}{\partial x^j} \left(D_i^M \frac{\bar{\rho}\omega_i}{v_i} \frac{\partial v_i}{\partial x^j} - \frac{D_i^T}{T} \frac{\partial T}{\partial x^j} \right) - \bar{\rho} C^j \frac{\partial \omega_i}{\partial x^j} + \sum_l \frac{k_l}{\bar{\rho} M_l} \prod [a_{sl}] = 0, \quad (10)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{C}^i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x^j} (\bar{\rho}_{l,g} \tilde{C}^i \tilde{C}^j) = \\ & = \frac{\partial}{\partial x^j} \left(\tau^{ij} - \rho g^{ij} - \bar{\rho} \overline{C^i C^j} \right), \end{aligned} \quad (11)$$

$$\left(C^j \bar{c}_p + \sum_n D_n^M \frac{\partial \omega_n}{\partial x^j} c_{pn} \right) \bar{\rho} \frac{\partial T}{\partial x^j} - \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^j{}^2} + \frac{\partial}{\partial x^j} \left(\sum_i \frac{k_i}{\rho M_i} \Pi[a_{sl}] Q_i \right) - \frac{\partial (\tau_p^j C^p)}{\partial x^j} + Q_r = 0, \quad (12)$$

где Q_r – член лучистого переноса энергии.

Для замыкания (10) – (12) используются уравнения двухпараметрической модели турбулентности с модификацией для многокомпонентных реагирующих течений [8].

После фильтрации общего генерального баланса реакций по смешанным коэффициентам чувствительности [9] на базе математической модели (10) – (12) проводится исследование влияния начальных параметров плазменного включения на прирост концентраций ОН и О, при этом учитывается эффект распада включения и нестационарная природа процесса.

Влияние плазменного включения на концентрации ОН и О

В ходе численных исследований моделировались процессы взаимодействия нестационарного плазменного включения с потоком при постоянном давлении. Как для воздушной среды, так и для метано-воздушного пламени давление среды было принято равным 5 атм. Форма плазменного включения – цилиндрическая, что приблизительно соответствует как разрядной генерации, так и плазменной струе внешнего образования.

Рассматривались степени начальной ионизации включения 0,05; 0,1 и 0,15. На рис. 1 – 3 представлены зависимости прироста мольных долей соответствующих веществ от степени ионизации включения, начального диаметра включения и начальной температуры среды (начальная длина включения полагается постоянной и равной 40 мм, диаметр для приведенных результатов 3 мм).

Для инертной среды процесс рассматривался при совпадающих с реакционными зонами горения метана температурах в целях обеспечения соответствия сравнения концентраций атомарного кислорода. Как нетрудно видеть из рис. 1 и 3, для инертной воздушной среды пиковые мгновенные концентрации атомарного кислорода монотонно растут по мере увеличения начальной температуры, в то время как при горении метана монотонный рост наблюдается только при минимальной ионизации включения ($\lambda_0 = 0,05$).

При более высоких степенях ионизации наблюдается минимум концентраций О при эффективной средней температуре среды в диапазоне от

1800 до 2000 К. Вместе с тем рост начальной степени ионизации во всех случаях предсказуемо приводит к общему увеличению концентраций активных частиц (как и скоростей их производства – распада).

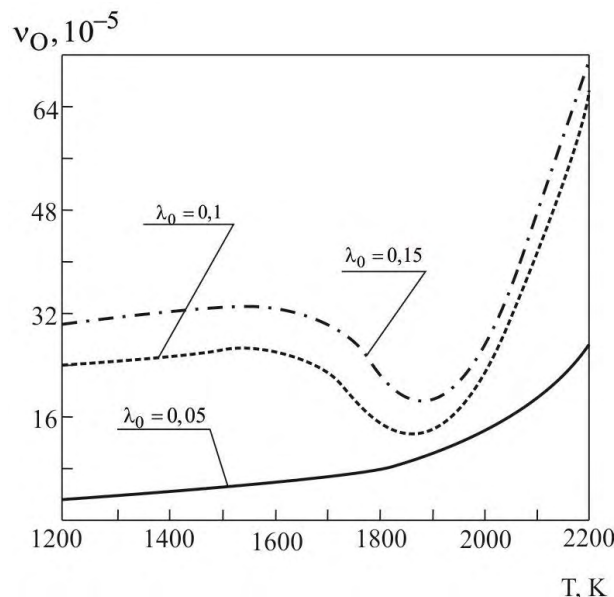


Рис. 1. Атомарный кислород в метано-воздушной смеси при плазменном воздействии

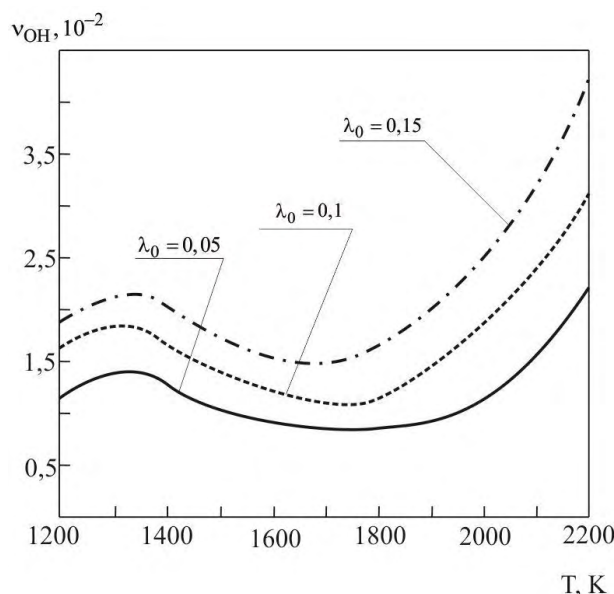


Рис. 2. Гидроксил в метано-воздушной смеси при плазменном воздействии

При этом концентрации кислорода значительно меньше аналогичных величин при распаде плазменного включения в воздухе (максимальная мольная доля $7,1 \cdot 10^{-4}$ для реагирующей смеси и $2,22 \cdot 10^{-3}$ для воздуха). Аналогичный минимум пиковых мольных долей наблюдается для гидроксильных радикалов, концентрации которых незначительно возрастают при температуре пламенной зоны от 1200 до 1400 К

(соответствует начальным участкам воспламенения и зоне смешения) с последующим монотонным снижением до 1800 – 2000 К, после чего наблюдается скачкообразный рост производства ОН, явно взаимосвязанный с диссоциацией молекул воды, быстро образующихся в высокотемпературной зоне, а также с интенсификацией ударных расщеплений углеводородных остатков возбужденными частицами включения.

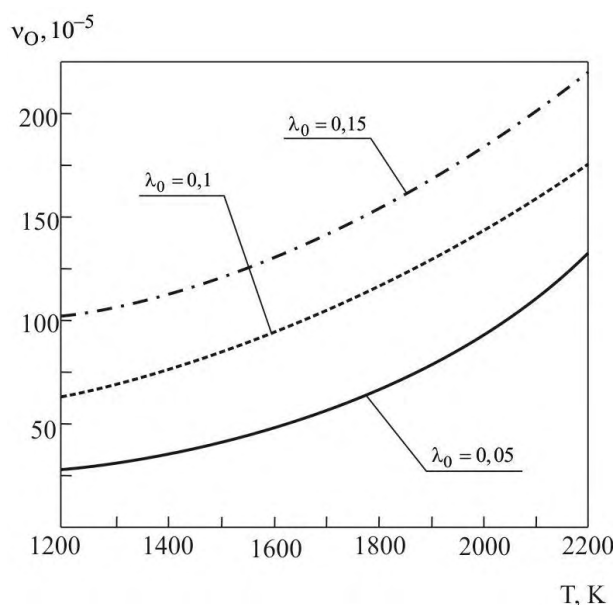


Рис. 3. Атомарный кислород при взаимодействии плазмы с воздушной средой

Наличие минимума концентраций атомарного кислорода при, вообще говоря, высокой интенсивности реакций образования данного вещества в окрестности плазменных включений, что подтверждается приведенными на рис. 3 зависимостями для воздушной среды, свидетельствует о наличии селективных конкурирующих реакций, особо интенсивно протекающих в диапазоне температур 1750 – 1900 К (см. рис. 1).

Вид и условия протекания реакций данного типа являются предметом для дальнейших исследований генерального баланса и физико-химических процессов распада плазменных включений в реагирующей среде. Для гидроксильных радикалов также, по-видимому, существуют конкурирующие реакции, способствующие связыванию высоко активных возбужденных и ионизированных частиц включения по механизмам (4), (5), (6) и (8). Однако более монотонный характер зависимостей (рис. 2) и большая протяженность зоны уменьшенных концентраций ОН свидетельствуют о слабой, по сравнению с механизмами образования атомарного кислорода, склонности ионизированных частиц к ге-

нерации гидроксидов и превалировании механизмов расщепления уже образованных молекул воды (высокотемпературный участок, рис.2) над сложными многоступенчатыми реакциями плазменной генерации ОН.

В ходе исследований также была установлена нелинейная взаимосвязь между начальным диаметром включения и выходом активных веществ. Как при увеличении, так и при уменьшении начального диаметра плазменной зоны в диапазоне от 1 до 6 мм наблюдается расщепление воздействия начальной ионизации на производство гидроксидов и атомарного кислорода. Очевидно, характер рассеивания возбужденных частиц (как диффузионно-конвективного, так и перезарядного механизма) и скорость снижения средней степени возбуждения связан с площадью поверхности начальной зоны и концентрацией характерных реагентов в основном потоке и подлежит уточнению в ходе дальнейших исследований.

На основании полученных в ходе исследования данных возможно развитие методов прямого и косвенного воздействия на реагирующие потоки плазменными струями и включениями иного рода. На следующих этапах изучения взаимодействия включений с потоком планируется уточнение химической кинетики реакций возбужденных частиц и установление механизмов взаимосвязи образования активных веществ с электрохимическими процессами, а также исследование зависимостей более широкого спектра контрольных реагентов от параметров среды и плазменных образований.

Литература

1. Битюрин, В.А. Исследование горения углеводородного топлива, стимулированное неравновесными плазменными образованиями в воздушном высокоскоростном потоке [Текст] / В.А. Битюрин, А.И. Климов. Законы горения / под общ. ред. Ю.В. Полежаева. – М.: Энергоатомиздат, 2006. – 352 с.
2. Galley, D. Plasma-enhanced combustion of lean premixed air-propane turbulent flame using a nanosecond repetitively pulsed plasma [Text] / D. Galley, G. Pilla, D. Lacoste // Proc. 43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting & Exhibit. – Reno, 2005. – P. 1193 – 1197.
3. Shibkov, V.M. Kinetic model of ignition of hydrogen-oxygen mixture under condition of non-equilibrium plasma of the gas discharge [Text] / V.M. Shibkov, R. Konstantinovskii // AIAA Paper 2005 - 1193. – Reno, 2005. – P. 14.
4. Долматов, Д.А. Химическая кинетика реакций возбужденных частиц при слабой ионизации среды [Текст] / Д.А. Долматов, А.В. Кукурузда, М. Хадживанд // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 8/95. – С. 73 – 78.

5. Lindstedt, R.P. Detailed chemical kinetic model for aviation fuels [Text] / R.P. Lindstedt, L.Q. Maurice // J. of propulsion and power. – 2000. – Vol. 16, № 2. – P. 187–195.

6. Райзер, Ю.П. Физика газового разряда [Текст] / Ю.П. Райзер. – Долгопрудный: Изд. Дом. Интеллект, 2009. – 736 с.

7. Вильямс, Ф.А. Теория горения: пер. с англ. [Текст] / Ф.А. Вильямс. – М.: Наука, 1971. – 616 с.

8. Williams, F.A. Turbulent reacting flows [Text] / F.A. Williams, P.A. Libby. – Springer-Verlag, 1980. – 750 p.

9. Долматов, Д.А. Метод фильтрации генерального баланса при переменном скоростноопределяющем базисе [Текст] / Д.А. Долматов // Вестник двигателестроения. – 2010. – № 2. – С. 23 – 28.

Поступила в редакцию 12.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.П. Герасименко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков.

ГЕНЕРАЦІЯ ГІДРОКСИЛІВ ТА АТОМАРНОГО КИСНЮ ПОБЛИЗУ МАЛИХ ПЛАЗМОВИХ ВКЛЮЧЕНЬ

Д.А. Долматов

Розглянуто теоретичні засади генерації високо активних вільних радикалів OH і O у мікророзмірних зонах з підвищеною концентрацією іонізованого газу без присутності стаціонарного розряду. Встановлена залежність сумарної швидкості генерації – розходу компонент від початкового ступеня іонізації середовища, початкового розміру включення та початкова температура. Розглянуто особливості характерних хімічних реакцій при нестационарному протіканні процесу, проведено порівняльний аналіз процесів в інертному повітряному середовищі та ділянках полум'я з різною температурою.

Ключові слова: електрохімічна реакція, збуджений стан, вільний радикал, швидкість реакції, конкуруюча реакція

HYDROXYL AND ATOMIC OXYGEN GENERATION BY SMALL PLASMA INCLUSIONS

D.A. Dolmatov

The article contains overview of theoretical basics of hydroxyl and atomic oxygen generation in the micro zones with enhanced ion concentration without stationary discharge. There were uncovered the links between peak concentrations, generation – disintegration speed and such parameters like initial ionization, initial temperature and plasma inclusion size. The features of transient chemical and electrochemical reaction have been investigated. There is comparative analysis of processes in the inert air and different combustion zones.

Key words: electrochemical reaction, excited state, free radical, reaction rate, rival reaction.

Долматов Дмитрий Анатольевич – канд. техн. наук, доцент кафедры теории авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: ditrihantelson@yandex.ru.

УДК 621.452.32

А.С. ВИНОГРАДОВ, И.Д. ШПАКОВ, Е.С. ГОРЯЧКИН

Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Россия

АНАЛИЗ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МЕЖВАЛЬНОГО РАДИАЛЬНО-ТОРЦЕВОГО КОНТАКТНОГО УПЛОТНЕНИЯ

Радиально-торцовые контактные уплотнения широко применяются в опорах авиационных двигателей. Герметичность таких уплотнений определяется зазором в месте разреза графитового кольца. В свою очередь величина зазора зависит от деформаций деталей уплотнительного узла и от режима работы двигателя. В статье приводится последовательность определения утечек через радиально-торцовое уплотнение опоры компрессора для взлетного и крейсерского режимов. Определенные расчетные значения герметичности (3,3 г/с на взлетном режиме и 1,08 г/с на крейсерском) согласуются с имеющимся опытом проектирования уплотнений.

Ключевые слова: Опора компрессора, уплотнение опоры, нагрузки на элементы опоры, деформация элементов опоры, утечки через уплотнения.

Постановка задачи исследования

Уплотнения опоры авиационного двигателя во многом определяют надежную работу подшипника опоры и ее тепловое состояние [1, 2].

В данной работе было исследовано межвальное радиально-торцовое контактное уплотнение (РТКУ) опоры компрессора авиационного двигателя. Геометрическая модель межвального РТКУ представлена на рис. 1. Исследуемое РТКУ надувается воздухом из-за восьмой степени компрессора

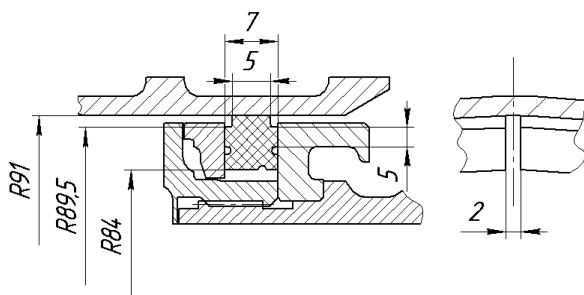


Рис. 1. Геометрическая модель межвального РТКУ

Приведенные на рис. 1 значения использовались при создании расчетных моделей, для определения величин деформаций и расхода через уплотнение.

Также для этого были проведены термогазодинамический и гидравлический расчет двигателя на максимальном ($H=0$, $M=0$) и крейсерском ($H=11$, $M=0.8$) режиме, определены осевая и радиальные силы, тепловыделение в подшипниках и исследуемом РТКУ. На основании геометрической модели

для выполнения последующих теплового и структурного расчетов была создана плоская, осесимметричная, конечно-элементная модель.

1. Тепловой расчет

Для оценки перемещений и деформаций деталей узла межвального уплотнения к модели были выполнены следующие расчеты с приложением соответствующих ранее определенных нагрузок.

1. Температурный анализ (исходными данными являются температура граничного воздуха и коэффициент конвективной теплоотдачи, а также тепловые потоки, выделяющиеся с поверхностей межвального уплотнения и за счет трения в подшипниках) [2 – 5];

2. Структурный анализ (исходными данными являются граничные давления, осевая сила, с приложением результатов температурного анализа).

3. Производится расчет и анализируются результаты распределения температуры в модели;

4. Производится структурный расчет, анализируются результаты полученных деформаций деталей опоры и уплотнительного узла.

В результате выполнения расчетов получены распределения температуры на двух режимах: крейсерском и взлетном соответственно. Максимальные значения температуры составили: 149,72 °С для крейсерского режима и 472,5 °С для взлетного. На крейсерском режиме уплотнительное кольцо прогревается более равномерно. Разница между максимальной и минимальной температурой кольца составляет 4,58 градуса. На взлетном режиме разница

между температурой торцов кольца более резкая и составляет 36,19 градусов, т.е. почти в восемь раз больше по сравнению с крейсерским режимом.

2. Структурный расчет

После получения расчетного распределения температуры и анализа результатов были выполнены структурные расчеты для исследуемых режимов. Результаты расчетов показаны на рис. 2, 3.

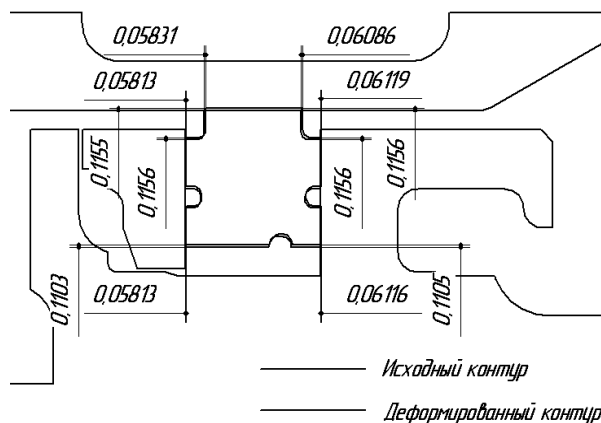


Рис. 2. Суммарные деформации в уплотнении на крейсерском режиме

Максимальная деформация на крейсерском режиме наблюдается в верхней крышке уплотнения. Наибольший интерес представляют деформации уплотнительного кольца.

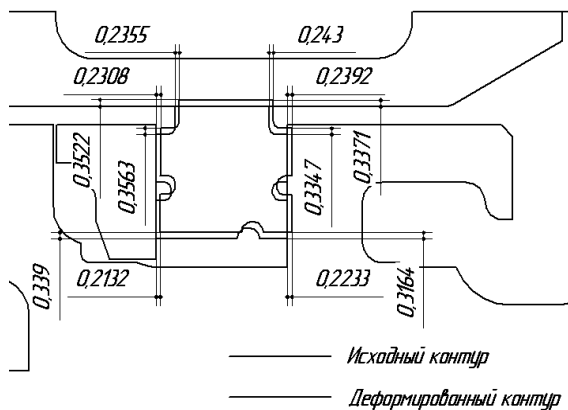


Рис. 3. Смещение кольца относительно положения покоя на взлетном режиме

Линейные деформации соответствующие крейсерскому режиму показаны на рис. 2. Анализ рисунка показывает, что кольцо смещается вправо на 0,0612 мм и вверх на 0,1156 мм относительно своего первоначального положения. Угловые деформации составили следующие значения: около 8' для торцевой поверхности и такое же значение для радиальной. В целом можно заключить, что угловая деформация поверхностей незначительна и в целом оба

уплотнительных зазора сохраняют плоскопараллельную форму.

Максимальная деформация для уплотнительного узла на взлетном режиме составляет величину 1,96 мм, соответствует той же детали, что и на крейсерском режиме и объясняется теми же причинами. В уплотнительном узле (рис. 3) максимальная деформация тоже соответствует верхней крышке уплотнения и составляет величину 1,33 мм. Таким образом, величина максимальной деформации в деталях уплотнения увеличилась приблизительно в 1,47 раза. Анализируя рис. 3, можно заключить, что кольцо деформируется также как и на крейсерском режиме: сдвигается вправо на 0,24 мм и вверх на 0,36 мм. Осевая деформация увеличилась в 4 раза, а радиальная в 3 раза. Угловые деформации на взлетном режиме составили следующие значения: около 10' для торцевой и 19' для радиальной поверхности т.е. в первом случае увеличился в 1,25 раза, а во втором 2,4 раза.

Проведенные исследования показали, что влияние давлений от потоков граничного воздуха оказывает незначительное влияние на деформации, по сравнению с тепловыми расширениями. Эта величина составляет ~ 1...3% и находится в пределах погрешности расчета.

Определяющее влияние на величину деформации оказывает тепло, выделяющееся в результате трения контактирующих поверхностей. Именно оно приводит к появлению радиальной деформации и полностью определяет ее величину.

Наличие радиальных деформаций уплотнительного кольца и верхней крышки уплотнения приводит к изменению зазора в уплотнении и ухудшению его герметичности. Рис. 4 и 5 показывают изменение щелевого зазора, возникающего в месте разреза графитового кольца.



Рис. 4. Изменение зазоров (щелевого и тангенциального) на крейсерском режиме

Видно, что при переходе от взлетного режима к крейсерскому площадь щелевого зазора уменьшается с 29,41 мм² до 19,01 мм² (в 1,55 раза). Анализ изменения площади зазора однозначно показывает, что щелевой зазор оказывает решающее влияние на герметичность уплотнения. Естественно предполо-

жить, что утечки будут изменяться пропорционально величине зазора. Проведенный анализ показывает, что для анализа герметичности уплотнения достаточно исследовать изменение расхода через щелевой зазор.

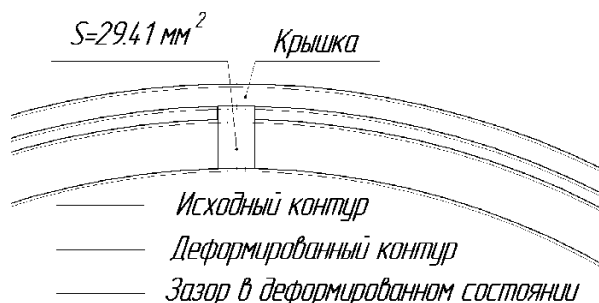


Рис. 5. Изменение зазоров (щелевого и тангенциального) на взлетном режиме

3. Моделирование течения в зазоре

В этом расчете использована тетраэдрическая сетка конечных элементов (~ 490000 элементов в каждой из моделей).

На рис. 6 показано распределение динамического давления (давления скоростного напора) в воздушном канале. Максимальное давление находится в центре зазора и составляет 291 кПа.

По результатам расчета определена величина утечек рабочего тела через зазор в кольце на взлетном режиме. Она составила 3,3 г/с. Результаты расчета даны на рис. 6.

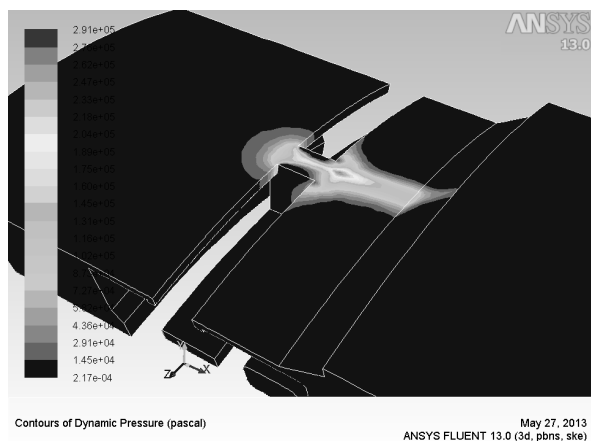


Рис. 6. Динамическое давление на взлетном режиме

Аналогичным образом определялось распределение на крейсерском режиме. На рис. 7 показано, что максимальное давление находится в центре зазора и составляет 60,7 кПа.

По результатам расчета смогли определить величину утечек рабочего тела через зазор в кольце.

Она составила 1,08 г/с. Таким образом, утечки на взлетном режиме в 3,1 раза превышают утечки на крейсерском (3,3 г/с и 1,08 г/с соответственно).

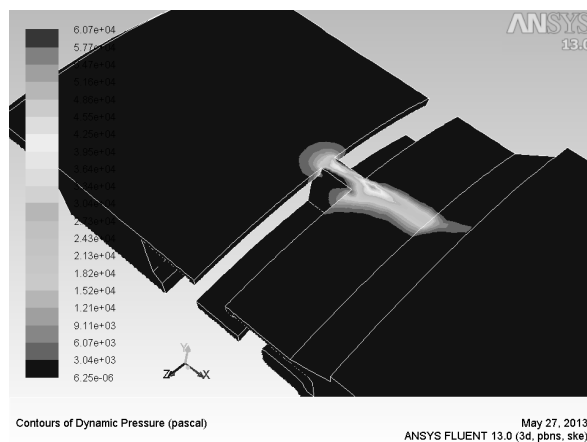


Рис. 7. Динамическое давление на крейсерском режиме

Выводы

1. При переходе с взлетного на крейсерский режим характер деформации кольца не изменяется. В радиальном направлении кольцо смещается на 0,3563 мм на взлетном режиме и на 0,1156 мм на крейсерском (смещение уменьшается в 3 раза). В осевом направлении кольцо смещается на 0,243 мм на взлетном режиме и на 0,612 мм на крейсерском (смещение уменьшается в 4 раза).

2. Наибольшее влияние на величину и форму уплотнительного зазора оказывает тепло, выделяющееся в зоне контакта. В торцовом зазоре тепла выделяется в два раза больше, чем в радиальном. Максимальное значение теплового потока в торцовом зазоре составляет 3420 Вт на взлетном режиме.

3. Радиальная деформация деталей уплотнительного узла оказывает решающее влияние на изменение величины зазора в месте разреза кольца. Анализ изменения площади зазора однозначно показывает, что щелевой зазор оказывает основное влияние на герметичность уплотнения.

4. Расчет утечек через щелевой зазор осуществлялся в CFD комплексе FLUENT. Расчетные значения утечек на взлетном режиме в 3,1 раза превышают утечки на крейсерском и составляют 3,3 г/с и 1,08 г/с соответственно, что вполне согласуется с имеющимся опытом проектирования РТКУ.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Литература

1. Фалалеев, С.В. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов [Текст]: учеб. пособие / С.В. Фалалеев, Д.Е. Чегодаев. – Самара: СГАУ, 1998. – 275 с.
2. Марцинковский, В.А. Вибронадежность и герметичность центробежных машин [Текст]: моногр. / под ред. В.А. Марцинковского, А.В. Загоруйко. – Сумы: Сумский государственный университет, 2011. – 351 с.
3. Белоусов, А.И. Конструкция и проектирование уплотнений вращающихся валов турбомашин двигателей летательных аппаратов [Текст]: учеб. пособие / А.И. Белоусов, В.А. Зрелов. – Самара: СГАУ, 1989. – 108 с.
4. Решетов, Д.Н. Детали машин [Текст]: учеб. пособие / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
5. Михеев, М.А. Основы теплопередачи [Текст]: учеб. пособие / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.

Поступила в редакцию 27.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой теории двигателей летательных аппаратов В.Н. Матвеев, Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П. Королёва, Россия.

АНАЛІЗ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ МІЖВАЛЬНОГО РАДІАЛЬНО-ТОРЦЕВОГО КОНТАКТНОГО УЩІЛНЕННЯ

О.С. Виноградов, І.Д. Шпаків, Є.С. Горячкін

Радіально-торцеві контактні ущільнення широко застосовуються в опорах авіаційних двигунів. Герметичність таких ущільнень визначається зазором в місці розрізу графітового кільця. У свою чергу величина зазору залежить від деформацій деталей ущільнювального вузла і від режиму роботи двигуна. У статті наводиться послідовність визначення витоків через радіально-торцеве ущільнення опори компресора для злітного і крейсерського режимів. Певні розрахункові значення герметичності (3,3 г/с на злітному режимі і 1,08 г/с на крейсерському режимі) узгоджуються з наявним досвідом проектування ущільнень.

Ключові слова: опора компресора, ущільнення опори, навантаження на елементи опори, деформація елементів опори, витіки через ущільнення.

ANALYSIS OF RADIAL FACE CONTACT SEAL EFFICIENCY IN THE SUPPORT OF THE AIRCRAFT ENGINE COMPRESSOR AT VARIOUS OPERATIONAL MODES

A.S. Vinogradov, I.D. Shpakov, Y.S. Goryachkin

Radial face contact seals are widely applied in supports of aircraft engines. Tightness of such seals is determined by a clearance in a place of a graphite ring cut. Further the sealing gap value depends from deformations of seal unit details and engine working mode. In the article the sequence of leakage definition through radial face seal in a support of the compressor for take-off and cruiser modes is resulted. Certain computational values of leakage (3,3 g/s on a take-off mode and 1,08 g/s on cruiser mode) coincide with available experience of seal designing.

Key words: Compressor support, support seal, loads on support elements, deformation of support elements, leakage.

Виноградов Александр Сергеевич – канд. техн. наук, доц. каф. конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Россия, e-mail: a.s.vinogradov@list.ru.

Шпаків Иван Дмитриевич - магистрант факультета двигателей летательных аппаратов (ДЛА) Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Россия, e-mail: shpakov_i.d@mail.ru.

Горячкін Евгений Сергеевич - магистрант факультета двигателей летательных аппаратов (ДЛА) Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Россия, e-mail: evgeni0063@yandex.ru.

УДК 621.45.02

А.Ю. ТИСАРЕВ, Н.М. ВАСИЛЕВИЧ

*Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет), Россия*

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ С УЧЁТОМ ДЕФОРМАЦИЙ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

В статье рассматриваются особенности расчёта лабиринтного уплотнения в составе системы внутреннего воздушного снабжения. Рассмотрено образование конусной формы щели при деформации уплотнительных поверхностей. Исследовались случаи образования конфузорной и диффузорной щели. Описаны особенности выполнения расчётов лабиринтных уплотнений в программных пакетах CFD анализа. Выполнен расчёт расходных характеристик лабиринтного уплотнения при различных величинах параметра конусности уплотнительной щели. В формулы определения утечек через лабиринтные уплотнения введён поправочный коэффициент конусности. Построены зависимости поправочного коэффициента конусности от параметра конусности для различных перепадов давления. Описан алгоритм учёта конусности уплотнительной щели в расчёте систем внутреннего воздушного снабжения.

Ключевые слова: лабиринтное уплотнение, конусность лабиринтной щели, деформация уплотнительных поверхностей, коэффициент конусности.

Введение

Воздушные системы двигателя выполняют важные функции, которые направлены на охлаждение деталей горячей части двигателя, наддув уплотнений опор и трактовых уплотнений, разгрузку радиально-упорных подшипников и др. Основными элементами системы внутреннего воздушного снабжения, отвечающими за разделение сред с различными параметрами рабочего тела и уменьшения утечек из проточной части двигателя являются уплотнения [1].

Лабиринтные уплотнения (ЛУ) являются наиболее распространённым типом уплотнений, используемым в газотурбинных двигателях, и их количество может достигать в одном двигателе нескольких десятков. Это связано с многочисленными преимуществами лабиринтных уплотнений, такими как простота, низкие эксплуатационные расходы, а также низкая вероятность загрязнения твёрдыми частицами.

Правильность определения параметров в ЛУ весьма серьёзно сказывается на точности расчёта всей гидравлической цепи системы внутренних воздушных потоков газотурбинного двигателя. Для уменьшения времени и затрат на этап доводки двигателя необходимо, как можно точнее оценить параметры рабочего тела в проточной части двигателя и во внутренних полостях на этапе проектирования. Уточнение расчётных моделей лабиринтных уплотнений является важной задачей в области авиационного и энергетического двигателестроения.

1. Утечки в лабиринтных уплотнениях

Увеличение параметров цикла газотурбинного двигателя приводит к повышению уровней давления и температуры в проточной части и соответственно во внутренних полостях. Поэтому проблема утечек через уплотнение непрерывно становится острее.

Для определения утечек в лабиринтных уплотнениях можно выделить 3 основных метода:

- 1) аналитический метод;
- 2) метод конечных объёмов;
- 3) экспериментальный метод.

В настоящий момент широкое распространение получил метод конечных объёмов, реализуемый в современных CFD пакетах, благодаря которому возможно оценить не только выходные параметры, но и картину потока внутри уплотнения. Несмотря на это аналитические модели остаются ценным инструментом, поскольку они позволяют получить достаточно точные результаты с использованием минимальных вычислительных ресурсов. Основными недостатками аналитических методов являются ограниченность параметров, определяющих геометрию уплотнения, и узкий диапазон рабочих параметров, в котором вычисление происходит с минимальной ошибкой.

Определению утечек в лабиринтных уплотнениях посвящены работы Стодола [2], Мартина [3], Ходкинсона [4], Эгли [5] и др. Особая роль в расчёте утечек уделяется оценке экспериментального коэффициента расхода, который зависит от особенностей конструкции уплотнения.

2. Радиальный зазор

Радиальный зазор в ЛУ имеет наибольшую степень влияния на его расходные характеристики, и правильное определение его величины является первостепенной задачей при расчёте параметров во внутренних полостях двигателя.

Величина радиального зазора ЛУ формируется из следующих деформаций:

- температурные деформации элементов двигателя;
- механические деформации от действия центробежных сил;
- механические деформации от действия давлений на оболочки;
- осевое перемещение элементов ротора.

Методика расчёта радиальных зазоров лабиринтных уплотнений по циклограмме двигателя описана в [6].

Как правило, при работе двигателя радиальный зазор ЛУ вдоль его длины оказывается не постоянным (см. рис.1), что в свою очередь приводит к образованию конусности лабиринтной щели и соответственно к изменению расходных характеристик.

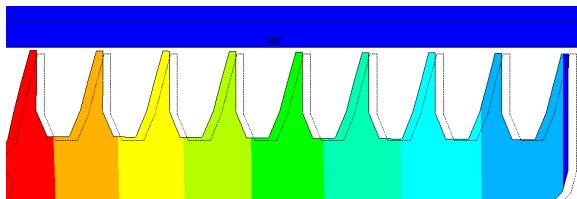


Рис. 1. Радиальные перемещения ЛУ при работе двигателя

Существующие аналитические зависимости не позволяют учесть деформации уплотнительных поверхностей, которые приводят к конусности уплотнения. Поэтому в качестве радиального зазора необходимо принимать постоянную величину: минимальную, максимальную или, например, среднюю величину зазора. Данный подход не является оправданным, так как он не имеет под собой никакой теоретической опоры.

Расчёт методом конечных объёмов позволяет рассчитать уплотнение при любых изменениях его геометрии. Однако связь результатов расчёта уплотнения в CFD пакете и математической модели гидравлической цепи внутренних воздушных потоков приведёт к дополнительному трудоёмкому итерационному циклу. Поэтому предлагается оценить влияние конусности на расходные характеристики уплотнения путём проведения серии расчётов в CFD пакете CFX 13, а далее использовать полученные результаты в аналитических моделях в качестве поправочного коэффициента.

Для оценки конусности уплотнения будет использоваться безразмерный параметр конусности относительно минимальной величины радиального зазора $\delta_{\min}$

$$\Delta = \frac{\delta_{\max} - \delta_{\min}}{\delta_{\min}}. \quad (1)$$

Также следует отметить, что конусность щели может быть двух видов: конфузорная (сплошная линия на рис. 2) и диффузорная (пунктирная линия на рис. 2).



Рис. 2. Величина относительного перекаса уплотнения

3. Коэффициент конусности лабиринтной щели

Для учёта влияния параметра конусности на характеристики уплотнения введён коэффициент конусности

$$K_{\Delta} = \frac{\delta_{\text{эф.}\Delta}}{\delta_{\text{эф.}}}, \quad (2)$$

где $\delta_{\text{эф.}}$ – эффективный зазор в уплотнении без конусности лабиринтной щели;

$\delta_{\text{эф.}\Delta}$ – эффективный зазор в ЛУ с конусностью.

Отметим, что

$$\delta_{\text{эф.}} = \delta \cdot \varphi,$$

где δ – рабочий радиальный зазор;

φ – коэффициент расхода.

При определении K_{Δ} в качестве радиального зазора конусной щели принимается минимальный радиальный зазор, т.е.

$$\delta_{\Delta} = \delta_{\min}.$$

Таким образом, формула Стодола для определения утечек через ЛУ с учётом конусности щели примет следующий вид:

$$Q = K_{\Delta} \cdot \varphi \cdot F_{\min} \cdot \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} \sqrt{\frac{1 - \pi_y^2}{z}}, \quad (3)$$

где $F_{\min} = \pi D_{\text{ср}} \cdot \delta_{\min}$ – площадь сечения щели над гребнем лабиринта.

4. CFD анализ

Геометрические параметры исследуемого уплотнения представлены в таблице 1 и на рис. 3.

Для проведения расчёта была выбрана стационарная постановка (*Steady*). В качестве двухмерной модели используется тип *Axisymmetric Swirl*. Эта

модель учитывает закрутку потока из-за наличия ротора.

Перед началом серии расчётов необходимо выбрать размер элемента сетки, который позволит получать достаточно точные решения, не затрачивая чрезмерного количества времени на расчёт.

Таблица 1
Геометрические параметры уплотнения

Параметр	Расшифровка	Значение
δ , мм	радиальный зазор	0,15
z	число зубьев	6
t , мм	толщина кромки зуба	0,2
s , мм	шаг между зубьями	3
h , мм	высота зуба	3
$D_{ср}$, мм	средний диаметр	215,8
β , град.	угол наклона зубьев на выходе	60
γ , град.	угол наклона зубьев на входе	90

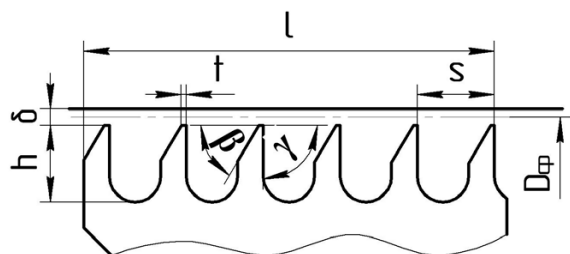


Рис. 3. Геометрические параметры ЛУ

Для оценки качества сетки, а именно влияния сеточной дискретизации на результаты расчета, был использован метод конвергенции сетки (GGI метод), описанный в [7]. Для последующих расчётных исследований была выбрана сетка, состоящая из 164231 элементов, поскольку коэффициенты погрешности данной сетки были получены меньше 1%.

Возле стенок был смоделирован пограничный слой с количеством элементов равным 10 по толщине с фактором роста 1,2. Суммарная толщина погранслоя колебалась от 4 мкм (на стенках зубьев) до 150 мкм (на входе и выходе из зубьев). Это позволило добиться значений $y^+ = 0,9 \dots 6$.

Воздух рассматривается как идеальный газ, вязкость рассчитывается по формулам Сазерленда.

В качестве модели турбулентности выбрана $k-\epsilon$ модель с расширенными пристеночными функциями.

5. Результаты

В результате были построены зависимости коэффициента расхода уплотнения ϕ от перепада давления $\pi_y = p_1/p_2$ для разных величин параметра конусности щели (рис. 4) На рис. 4, а изображены результаты для диффузорной щели, а на рис. 4, б для

конфузорной щели. Далее были построены зависимости коэффициента конусности K_Δ от величины параметра конусности для разных перепадов давления на уплотнении (рис. 5). На рис. 5а изображены результаты для диффузорной щели, а на рис. 5б для конфузорной щели.

На рис. 5 видно, что коэффициент конусности K_Δ практически не зависит от перепада давления при небольших величинах конусности. Для случая конфузорной щели при увеличении конусности характеристики расслаиваются по перепаду сильнее, чем для случая диффузорной щели.

Характеристики, приведённые на рис. 5а можно аппроксимировать зависимостью

$$K_\Delta = 1 + 0,6278 \left(\frac{\delta_{\max} - \delta_{\min}}{\delta_{\min}} \right) - 0,1426 \left(\frac{\delta_{\max} - \delta_{\min}}{\delta_{\min}} \right)^2. \quad (4)$$

Характеристики, приведённые на рис. 5б можно аппроксимировать зависимостью

$$K_\Delta = 1 + 0,6308 \left(\frac{\delta_{\max} - \delta_{\min}}{\delta_{\min}} \right) - 0,313 \left(\frac{\delta_{\max} - \delta_{\min}}{\delta_{\min}} \right)^2. \quad (5)$$

Отметим, что данные зависимости были получены для средних перепадов давления ($\pi_y = 1,2 \dots 1,4$) и при увеличении конусности погрешность может возрастать.

6. Алгоритм расчёта лабиринтного уплотнения в составе воздушных систем

В методике расчёта систем внутренних воздушных потоков [6] учтём влияние конусности на расходные характеристики уплотнения по следующему алгоритму.

1. Проводится гидравлический расчёт воздушной системы с монтажными величинами радиальных зазоров. Определяются параметры рабочего тела в полостях, в том числе перепад давления на уплотнении.

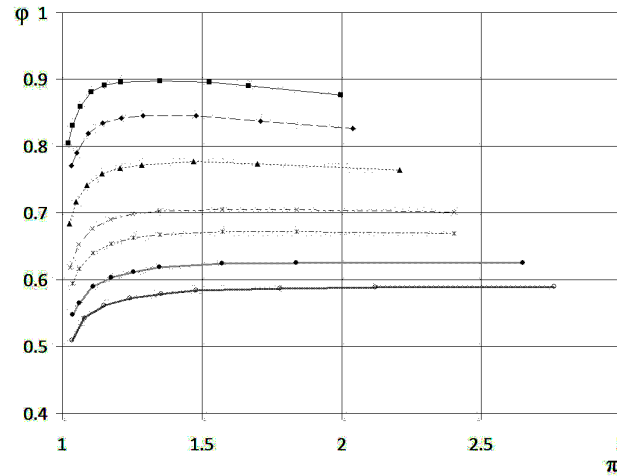
2. Тепловой анализ. Определяются температуры, которые используются далее в качестве нагрузки при анализе напряжённо-деформированного состояния двигателя. Анализ проводится методом последовательных приближений до тех пор, пока температуры стенок каналов, заданные в гидравлическом расчёте не будут сходиться с температурами, полученными в тепловом анализе.

3. Расчёт напряжённо-деформированного состояния. Определяется минимальная и максимальная величина зазора. Вычисляется величина параметра конусности по (1).

4. Определяется тип формы лабиринтной щели (конфузорный или диффузорный) и далее по известному перепаду давлению на уплотнении и параметру перекося по рис. 5 а или б определяется коэффициент конусности. При небольших параметрах

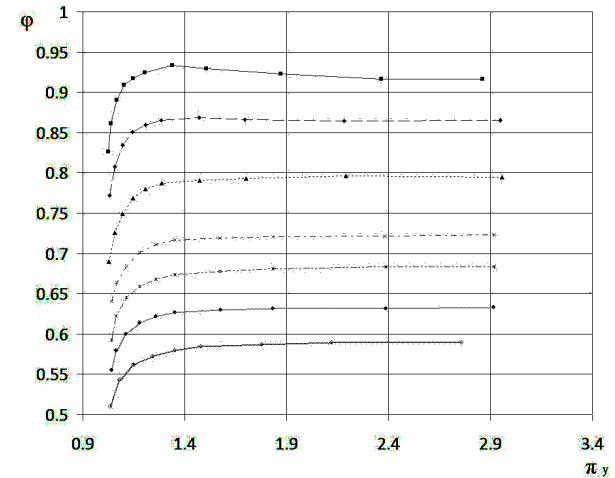
рах конусности коэффициент можно определить по формулам (4) или (5).

5. В расчётные зависимости уплотнений, заложенные в программы расчёта гидравлики, вводится коэффициент конусности, либо вводится величина



а

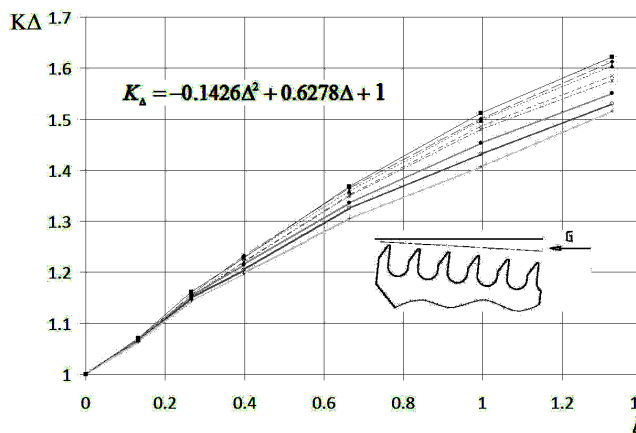
на эквивалентного радиального зазора, рассчитанного через коэффициент конусности. Далее проводится итерационный расчёт до тех пор, пока радиальный зазор и конусность в расчёте НДС не будут сходиться с заданными в гидравлической модели.



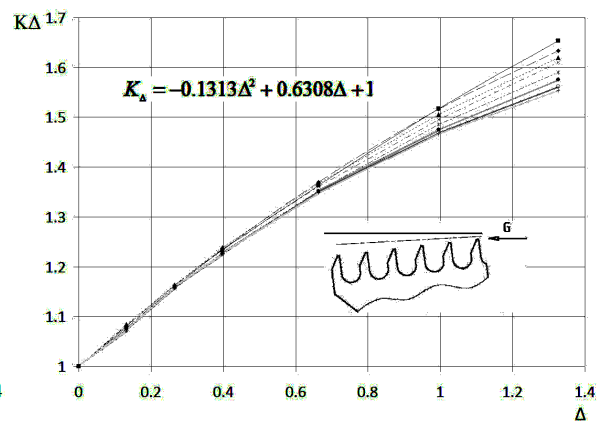
б

— — — — — $\Delta=0$; — — — — — $\Delta=0,1$; — — — — — $\Delta=0,25$; — — — — — $\Delta=0,4$;
— — — — — $\Delta=0,65$; — — — — — $\Delta=1$; — — — — — $\Delta=1,3$

Рис. 4. Расходные характеристики уплотнений для различных значений параметра конусности: а – конфузурная лабиринтная щель; б – диффузная лабиринтная щель



а



б

— — — — — $\pi_y=2,76$; — — — — — $\pi_y=2,12$; — — — — — $\pi_y=1,78$; — — — — — $\pi_y=1,48$; — — — — — $\pi_y=1,35$;
— — — — — $\pi_y=1,24$; — — — — — $\pi_y=1,15$; — — — — — $\pi_y=1,08$

Рис. 5. Зависимость поправочного коэффициента перекоса от величины относительного перекоса для различных перепадов давления: а – конфузурная лабиринтная щель; б – диффузная лабиринтная щель

Заключение

В результате работы были определены коэффициенты, позволяющие учесть в аналитических моделях влияние конусности лабиринтной щели на расходные характеристики уплотнения. Для расчёта данных коэффициентов получены зависимости относительно параметра конусности для средних величин перепада давления ($\pi_y = 1,2 \dots 1,4$). Характе-

ристики с увеличением параметра конусности расходятся по перепаду давления, однако при небольших значениях конусности (примерно до 0,4 для конфузорной щели и до 0,8 для диффузорной щели) зависимости позволяют получить решение с минимальной ошибкой. Составлен алгоритм учёта конусности уплотнительной щели при расчёте уплотнений в составе системы внутреннего воздухо-снабжения.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Ми-нобрнауки) на основании Постановления Прави-тельства РФ №218 от 09.04.2010.

Литература

1. Уплотнения и уплотнительная техника [Текст]: справ. / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер, В.В. Гордеев, Б.А. Фурманов, Б.В. Кармузин; под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1994. – 448 с.
2. Stodola, A. *Steam and Gas Turbines* (translated by Loewenstein, L.C.) [Text] / A. Stodola // Peter Smith. – New York, 1945. – Vol. 1. – 45 p.
3. Martin, H. M. *Labyrinth Packings* [Text] / H.M. Martin // *Engineering*. – Jan. 1908. – P. 35-36.

4. Hodkinson, B. *Estimation of the Leakage through a Labyrinth Gland* [Text] / B. Hodkinson // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. – 1939. – № 141. – P. 283–288.

5. Egli, A. *The Leakage of Steam through Labyrinth Seals* [Text] / A. Egli // *Transactions of the ASME*, 1935. – P. 115-122.

6. Бондарчук, П.В. Методика расчёта радиаль-ных зазоров по обобщённому полётному циклу дви-гателя [Текст] / П.В. Бондарчук, А.Ю. Тисарев // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 8(95). – С. 208-211.

7. Celik, Ismail B. *Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications* [Text] / Ismail B. Celik, Urmila Ghia, Pat-rick J. Roache // *Journal of Fluids Engineering*. – 2008. – № 8. – P. 14-20.

Поступила в редакцию 20.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой основ конструирования машин В.Б. Балякин, Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П. Королёва (национальный исследова-тельский университет), Россия.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИТРАТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛАБІРИНТОВОГО УЩІЛЬНЕННЯ З УРАХУВАННЯМ ДЕФОРМАЦІЙ УЩІЛЬНЮВАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ

А.Ю. Тисарев, Н.М. Василевич

У статті розглядаються особливості розрахунку лабіринтового ущільнення в складі системи внутріш-нього повітропостачання. Розглянуто утворення конусної форми щілини при деформації поверхонь ущіль-нювачів. Досліджувалися випадки утворення конфузornoї і дифузornoї щілини. Описано особливості вико-нання розрахунків лабіринтових ущільнень у програмних пакетах CFD аналізу. Виконано розрахунок витра-тних характеристик лабіринтового ущільнення при різних величинах параметра конусності ущільнювальної щілини. У формули для визначення витоків через лабіринтові ущільнення введено поправочний коефіцієнт конусності. Побудовано залежності поправочного коефіцієнта конусності від параметра конусності для різ-них перепадів тиску. Описано алгоритм урахування утворення конусності ущільнювальної щілини в розра-хунок систем внутрішнього повітропостачання.

Ключові слова: лабіринтове ущільнення, конусність лабіринтовою щілини, деформація поверхонь ущільнювачів, коефіцієнт конусності.

INVESTIGATION OF LABIRINT SEALS PERFORMANCES WITH DEFORMATIONS OF SEALING SURFACES

A.Yu. Tisarev, N.M. Vasilevich

The article discusses the features of the labyrinth seal calculation in the secondary air system. The formation of taper gap in the deformation of the sealing surfaces is described. The cases of the formation confuser and diffuser gap are investigated. The features of the labyrinth seals calculations in the CFD analysis software packages are de-scribed. The calculation of the flow rate characteristics of the labyrinth seal at different taper parameter sealing gap is made. In the formula for determining the leakage labyrinth seal introduced a correction taper factor. The depend-ences on the correction taper factor on the taper parameter for different pressure drops are created. The algorithm of accounting formation of taper sealing gap in the calculation system of the secondary air system is describe.

Key words: The labyrinth seal, taper labyrinth gap, deformation of sealing surfaces, taper factor.

Тисарев Андрей Юрьевич – младший научный сотрудник ОНИЛ-1 Самарского государственного аэ-рокосмического университета им. С.П. Королёва (национального исследовательского университета), Россия, e-mail: aytisarev@gmail.com.

Василевич Наталья Михайловна – магистрант факультета двигателей летательных аппаратов Самар-ского государственного аэрокосмического университета им. С.П. Королёва (национального исследовате-льского университета), Россия. E-mail vasilevichnatalja@gmail.com.

УДК 629.7.036

Д.К. НОВИКОВ, Д.С. ДИЛИГЕНСКИЙ

*Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)*

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА С ДРОССЕЛИРУЮЩИМИ КАНАВКАМИ

Гидродинамические демпферные устройства широко применяются в системах опор авиационных двигателей. Эффективность подобных устройств определяется многими факторами, зависящими как от используемых материалов и типа смазки, так и от конструкции и геометрии устройства. В свою очередь ряд выше описанных свойств напрямую зависит от работы демпфера. В статье приводится последовательность построения расчётной модели гидродинамического демпфера с дросселирующими канавками на выступах упругих колец, создание работоспособной сетки для построения модели, описано использование функции перемещения подвижной части гидродинамического демпфера а так же приведены результаты расчётов динамической модели для отдельно взятой конструкции. Определённые расчётные значения согласуются с имеющимися теоретическими моделями.

Ключевые слова: гидродинамический демпфер, дросселирующая канавка, кольцо упругое, выступы, коэффициент демпфирования.

Введение

Демпфирование во многом определяет работоспособность ротора и двигателя в целом, позволяя проходить резонансные частоты [1]. Необходимость использования демпфирующих устройств в современном двигателестроении не вызывает вопросов. На настоящий момент существует широкий класс устройств подобного типа, призванных улучшать работоспособность современных ГТД. Гидродинамические демпферы (ГДД) могут иметь различную конструкцию. Они отличаются по направлению воспринимаемой силы, наличию или отсутствию регулирования, виду зазора, а так же по отсутствию или наличию упругого элемента.

В данной работе был исследован гидродинамический демпфер с упругим кольцом, имеющим выступы на наружной поверхности и дросселирующими канавками на выступах. Такие демпферы нашли применение на ряде двигателей «ОАО Кузнецов», однако методы расчета их в настоящее время отсутствуют. Всё это приводит к необходимости построения математической модели системы: упругая тонкостенная конструкция – жидкость – твердое тело и исследования на ее основе динамических задач гидроупругости и демпфирования.

Расчётная модель

Конструкция опоры с гидродинамическим демпфером и геометрическая модель показаны на

рис. 1. Смазка подводится с наружной части демпфера через полость в опоре в ресивер, откуда через ряд отверстий подаётся в зазор между вибратором, где расположено упругое кольцо, и наружной стенкой демпфера. Уплотнительные кольца по торцам отсутствуют, что обеспечивает выход смазки через зазор в обе стороны относительно оси подшипника.

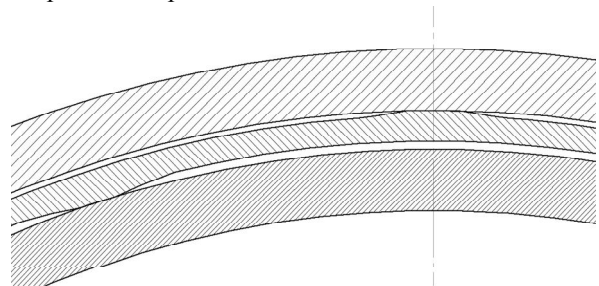


Рис. 1. Геометрическая модель внешнего демпферного кольца

Приведенные на рис. 2, 3 значения толщины масляного канала «с» и величина радиального зазора «р₄» использовались при создании расчетных моделей для определения величин возникающих в системе изменений давления и, как следствие, коэффициента демпфирования и расхода через торцевые зазоры.

Для анализа необходимо произвести два этапа расчётов. Первая задача – стационарный расчёт, то есть расчёт, не предусматривающий каких-либо перемещений сетки модели. Вторая задача – динамический расчёт, где предусматривается имитация неуравновешенного вращения ротора на высокой

частоте, то есть перемещение сетки («remeshing», «smoothing»).

Для оценки демпфирования системы тонкостенный канал - конструкция необходимо создать правильную конечно-элементную модель и задать реалистичные с точки зрения известных опытных данных параметры нагрузок и движения внутренней стенки вибратора. Для проведения динамического анализа необходимо создать правильную сетку ещё на этапе стационарного расчёта.

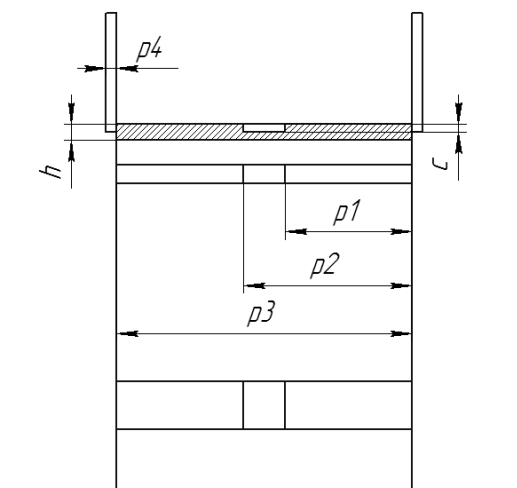


Рис. 2. Поперечный вид внешнего демпферного кольца

Порядок решения в упрощённом варианте представляется следующим образом:

1. Упрощение существующей конструкции.
2. Создание параметрической модели.
3. Создание правильной призматической сетки с 15 и более слоями и высоким качеством Skewness < 0,7 (~2600000 элементов в каждой из моделей).
4. Проведение статического расчёта.
5. Создание функции эксцентрического движения внутренней поверхности (UDF).
6. Проведение динамического расчёта.

Упрощенная модель не включает внутренние выступы на демпферном кольце и показана на рис. 3, то есть рассматривается масляная полость только с наружной стороны демпферного кольца с выступами. Так же не рассматривается незначительный клиновидный участок, образующийся в местах округления радиусом R (рис. 3) выступов на демпферных кольцах. Если включить данный элемент в модель, то значительно усложнится построение сетки, а из-за необходимости учёта вихрей будет необходимо значительное сгущение сетки в месте образования клина, что сделает проблематичным динамический анализ. Упрощенный вариант геометрической модели представлен на рис. 4, где выступы имеют простую прямоугольную форму.

Параметризация выполняется по нескольким размерам ($p1$, $p2$, $p3$, $p4$) регулирующим ширину дросселирующей канавки и величины торцевых зазоров (рис. 2).

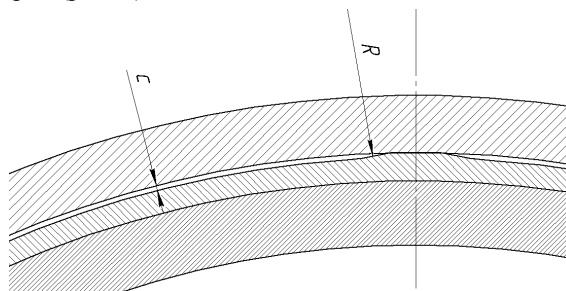


Рис. 3. Модель внешнего демпферного кольца с выступами только по внешней стороне

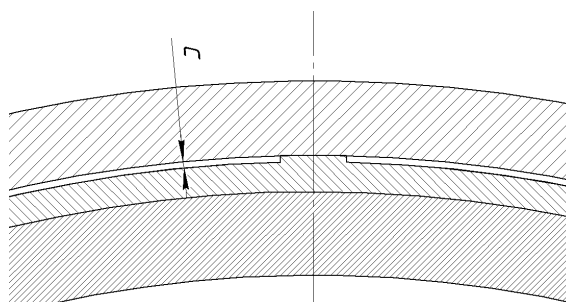


Рис. 4. Упрощенный вариант выступа на демпферном кольце

Динамическая модель предполагает использование перестройки сетки со «смертью и рождением» элементов через определённый (заданный) временной шаг – «remeshing», а так же деформацию сетки «smoothing». В данном случае необходима тетраэдральная сетка, так как функция «remeshing» не работоспособна с правильной гексагональной. Количество слоёв, приходящихся на толщину модели необходимо делать как можно более большим для обеспечения правильного моделирования турбулентных потоков, но в этом случае при росте количества слоёв происходит значительное усложнение расчёта (в данной модели использовалось 25 слоёв, рис 5). Чем меньше размер элементов, тем меньший шаг требуется для анализа.

Динамическая модель представляет собой множество отдельных стационарных расчётов, связанных по параметрам, то есть для осуществления поворота на определённый угол происходит разбиение движения на множество шагов. Чем большее количество слоёв включено в модель, тем меньшее смещение будет необходимо для деформации ячеек сетки до состояния перестройки «remeshing» (то есть Skewness > выбранного), что приводит к необходимости уменьшения времени единичного шага смещения.

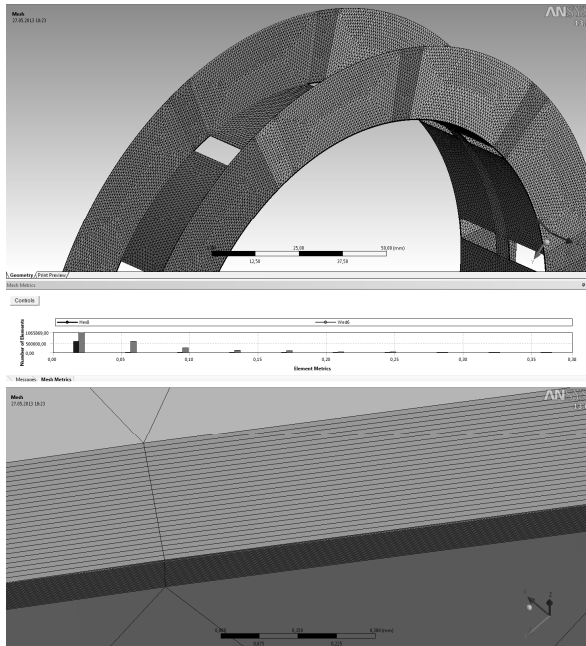


Рис. 5. Изображение расчётной сетки (сверху) и увеличенное изображение толщины тела демпфирующего слоя (снизу)

Задание движения

После получения решения задачи для стационарного расчёта базовой конструкции задаются условия динамической модели. Результаты расчетов показаны на рис. 6.

Движение модели осуществляется на внутренней стенке масляного канала толщиной 0,17 мм таким образом, чтобы поверхности канала не соприкасались. Движение представляет собой колебательное круговое движение с эксцентриситетом «e», равным 0,06 мм. Движение имитирует дисбаланс при вращении вала на скорости 350 об/с. Для правильной работы перестраиваемой сетки «remeshing» необходимо задаться правильным значением единичного шага движения (временем шага, иначе «timestep»).

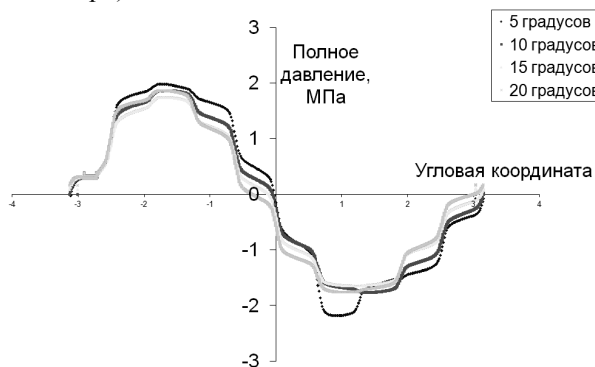


Рис.6. Диаграмма распределения полного давления динамической модели по окружности

При взятых оборотах было выбрано приближительное значение времени, за которое происходит поворот внутренней поверхности на 1/10 градуса – timestep = 5e-06 секунды.

Движение представлено в следующем виде:

$$\begin{aligned} cg_vel &= \omega \cdot e \cdot \cos(\omega \cdot t), \\ cg_vel &= -\omega \cdot e \cdot \sin(\omega \cdot t). \end{aligned} \quad (1)$$

Анализ результатов

В результате выполнения расчетов получены распределения давления, температуры и скорости, а также величины массового расхода на базовом варианте конструкции (размеры с существующей конструкцией).

Был проведен статический расчет демпфера при изменении размеров ширины канавки на 18% в сторону увеличения и на 18% в сторону уменьшения, а так же вариант статического анализа для канала равного профиля, то есть без канавок и получены графические зависимости величин давления по окружности (развёртка). Определены коэффициенты демпфирования, радиальные силы, действующие со стороны масла на опору и распределение температуры масла в демпфере. На основании стационарного расчёта была создана динамическая модель основного варианта масляного канала и проведён анализ параметров смазки. Полученные распределение давления позволяет определить значение демпфирования.

Гидродинамическая сила в демпфере определяется интегрированием распределения давления по поверхности вибратора, охваченной жидкостным слоем. Гидродинамическую силу раскладывают на две составляющие: F_r , действующую вдоль линии центров, и тангенциальную F_t , направленную перпендикулярно ей:

$$\begin{cases} F_r = -D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^L P(z, \varphi) \cdot \cos \varphi d\varphi dz, \\ F_t = -D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^L P(z, \varphi) \cdot \sin \varphi d\varphi dz, \end{cases} \quad (2)$$

где: D – диаметр вибратора, P – величина давления, $(\varphi_1 - \varphi_2)$ – границы смазочного слоя.

Тангенциальная составляющая реакции жидкостного слоя равна силе демпфирования, поскольку она пропорциональна скорости прецессии и направлена против неё, а радиальная составляющая – динамической упругой силе, так как она действует против смещения. Среднее значение температуры составляет 350 – 370 К. Значения максимального полного давления колеблются около значения 1,9e+06 Па (19 атм.). Давление на входе составляет 3 атм. Температура на входе составляет 350 К. Суммарный массовый расход

через два торцевых зазора на выходе составляет 0,0177 кг/с. Разница между максимальным и минимальным давлением составляет 16 атм. Для статического расчёта при увеличении размеров торцевого зазора среднее значение давления падает, при уменьшении растёт. В тоже время для канавки при уменьшении ширины давление уменьшается, а при увеличении - растёт. При этом процентное изменение размера торцевого зазора влияет на величину полного давления значительно большее изменения размера канавки (ширина дроссельной канавки).

Выводы

1. Получена конечно-элементная динамическая модель масляного канала гидродинамического демпфера с дросселирующими канавками на выступах.
2. Показано, что модель позволяет анализировать возникающее в подобной системе динамическое давление.

Поступила в редакцию 30.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой основ конструирования машин В.Б. Балякин, Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Россия.

РОЗРОБКА МОДЕЛІ ГІДРОДИНАМІЧНОГО ДЕМПФЕРА З ДРОСЕЛЮЮЧИМИ КАНАВКАМИ

Д.К. Новіков, Д.С. Ділігенський

Гідродинамічні демпферні пристрої широко застосовуються в системах опор авіаційних двигунів. Ефективність подібних пристроїв визначається багатьма факторами, залежними як від використовуваних матеріалів і типу мастила, так і від геометрії пристрою. У свою чергу низка описаних вище властивостей безпосередньо залежить від роботи демпфера. У статті наводиться послідовність побудови розрахункової моделі гідродинамічного демпфера, створення працездатної сітки для побудови динамічної моделі гідродинамічного демпфування, використання функції переміщення рухомої частини гідродинамічного демпфера а також наведено результати розрахунків динамічної моделі для окремої конструкції. Визначені розрахункові значення узгоджуються з наявними теоретичними моделями.

Ключові слова: гідродинамічний демпфер, дроселююча канавка, кільце пружне, виступи, коефіцієнт демпфування.

DEVELOPMENT OF MODEL OF SQUEEZE-FILM DAMPER WITH METERING GROOVES

D.K. Novikov, D.S. Diligenskiy

Squeeze-film dampers are widely used in support systems of modern aircraft engines. The efficiency of this type of devices depends on many factors which are to be reliant on materials, lubricant type or geometry of device itself. In its turn a range of features described above will change during an operating time of engine. This article provides a sequence of forming up a computer model of a squeeze-film damper, creation of a working grid for a transient model, creation of used UDF (user-defined functions) and results of calculations. Calculated values are in keeping with available abstract model.

Key words: squeeze-film damper, metering groove, lugged sealing ring with, damping factor.

Новиков Дмитрий Константинович – д-р техн. наук, проф. каф. конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Россия, e-mail: novikovdk_ssau@mail.ru.

Дилигенский Дмитрий Сергеевич - магистрант факультета двигателей летательных аппаратов (ДЛА) Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Россия, e-mail: diligen@mail.ru.

3. Необходимо дальнейшее проведение структурно-жидкостного взаимодействия (2 way FSI) для анализа демпфирования и многоплановой оптимизации конструкции и параметров ГДД, что позволит успешно внедрить их в существующие системы опор и в конечном счете во многом решить задачу увеличения ресурса всего двигателя.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Литература

1. Новиков, Д.К. Проектирование гидродинамических демпферов опор роторов двигателей летательных аппаратов [Текст]: моногр. / Д.К. Новиков. – Самара: Изд-во Самарского науч. центра РАН, 2000. – 165 с.

УДК 621.45.01

Н.С. СЫЧЕВА, С.А. РОДЮК

ФГКП Научно-производственный центр Газотурбостроения» «Салют», Россия

МЕТОДИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ И ИСПЫТАНИЯМ МАСЛОБАКА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ МАНЕВРЕННОГО ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА

Рассматривается новый методический подход к проектированию масляных баков и проверке их работоспособности перед началом специальных стендовых и летных испытаний в земных условиях с имитацией околонулевых и отрицательных перегрузок, возникающих при выполнении полета маневренного самолета на специальной установке. Излагается сложившаяся практика проектирования и проведения специальных стендовых и летных испытаний для оценки разработанной конструкции, а также результаты сравнительных испытаний двух конструкций маслобаков, разработанных по старой и новой методикам.

Ключевые слова: масляный бак, проектирование, специальная установка, стендовые испытания, конструкция, околонулевые и отрицательные перегрузки, маневренный летательный аппарат, самолет, двигатель.

Введение

Масляная система авиационного газотурбинного двигателя представляет собой совокупность устройств и агрегатов, обеспечивающих подачу масла в узлы трения для снижения потерь мощности в них, уменьшения износа деталей, отвода теплоты, выделяющейся при трении, защиты трущихся поверхностей от наклепа и коррозии, удаления продуктов износа из зоны трения, а также для использования масла в качестве рабочего тела в гидравлических системах регулирования двигателя и его агрегатов. Сформированные в ходе выполнения опытно-конструкторских работ требования к масляным бакам, как составной части масляных систем, в основном связаны с обеспечением емкости расходоуемого запаса масла, необходимого для выполнения полета самолета с максимальной продолжительностью. Кроме этого, для маслосистем двигателя в целом, установлены ряд требований по обеспечению необходимой степени очистки масла от продуктов износа, охлаждению масла и обеспечению надежного питания маслом на всех установившихся режимах работы двигателя и наличием системы суфлирования, исключающей выбросы масла на элементы конструкции двигателя и самолета. Как правило, величина и продолжительность прекращения подачи масла к узлам трения двигателя определяется в ходе летных испытаний, когда любые изменения в конструкции двигателя затруднительны и связаны с увеличением сроков и стоимости выполнения работ, поэтому зачастую главный конструктор двигателя

вынужден согласовывать количество прерываний подачи масла к узлам трения и продолжительность этих перерывов с последующей записью ограничений по продолжительности работы без подачи масла в руководство по летной эксплуатации. Если для двигателей неманевренных летательных аппаратов, выполняющих в основном полеты по маршрутам, случаи, когда возможно прерывание подачи масла достаточно редки, например, попадание в зону турбулентности, то для двигателей маневренных летательных аппаратов условия работы с изменениями траекторных параметров, высоты, скорости и направления движения летательного аппарата являются фактически постоянными условиями. При перегрузках и эволюциях самолета нагрузки на подшипники двигателя могут увеличиваться. В случае, если одновременно с этим происходит прекращение подачи масла, условия работы подшипников ухудшаются в большей степени, несмотря на то, что подшипники качения менее чувствительны к перебоям в подаче масла, чем подшипники скольжения. Сочетание больших динамических нагрузок на подшипники и отсутствие в этот момент подачи масла увеличивают вероятность проскальзывания роликов относительно дорожек качения колец подшипников, что снижает срок их службы за счет повышенного износа роликов, колец подшипников и сепаратора. Для исключения прерывания подачи масла при перегрузках и эволюциях самолета могут применяться гидроаккумуляторы, однако, небольшая емкость этих устройств и усложнение конструкции масляной системы не позволяют серьезно рассматривать их

при проектировании. Наиболее эффективный метод, применяемый в настоящее время, это разработка масляных баков с отсеком отрицательных перегрузок. Анализ существующих конструкций показал, что отсек отрицательных перегрузок отделен в масляном баке от основной емкости и как правило, занимает порядка 15-20 % от нее, что не позволяет обеспечить время непрерывной подачи масла при воздействии перегрузки более 20 секунд.

Сущность предлагаемого методического подхода к проектированию заключается в формировании граничных условий при создании масляного бака и использовании программ, позволяющих разрабатывать конструкцию в виде 3D модели, например, UG NX с последующим моделированием заполнения емкости маслом и формированием отсека отрицательных перегрузок такой конфигурации, при которой используется вся емкость масляного бака, а заборник масла постоянно находится в масляном ядре. Это достигается путем расположения 3D модели в различных пространственных положениях, исходя из граничных условий, и отслеживанием положения заборника относительно масляного ядра, что позволяет обеспечить непрерывность подачи масла при работе двигателя в различных пространственных положениях практически неограниченное время.

В данной работе рассмотрены две конструкции масляных баков, приведено описание подхода к испытаниям, а также результаты сравнительных испытаний на лабораторной установке по предлагаемой методике.

1. Описание методического подхода к испытаниям масляных баков

С целью проверки правильности предположений о фактическом прекращении подачи масла к подшипникам при работе двигателя в составе маневренного самолета была разработана лабораторная установка, приведенная на рис. 1, для имитации возможных пространственных положений масляного бака работающего в составе двигателя.

Масляный бак крепится на часть корпуса двигателя, установленного на двух осях вращения по принципу гироскопа, для обеспечения одновременного вращения в двух плоскостях. Для фиксации положений масляного бака в плоскостях вращения установлены лимбы, в которых сделаны отверстия с равными угловыми положениями 15 град. С целью обеспечения прокачки масла через масляный бак в установке применен масляный насос двигателя, подключенный по схеме на рис. 2. Масляный насос приводится от электродвигателя через редуктор и обеспечивает параметры по расходу масла и давлению,

соответствующие параметрам при работе в составе двигателя. Суфлирование масляного бака при работе установки осуществляется через встроенный суфлер и гибкий шланг в отдельно вынесенную емкость.

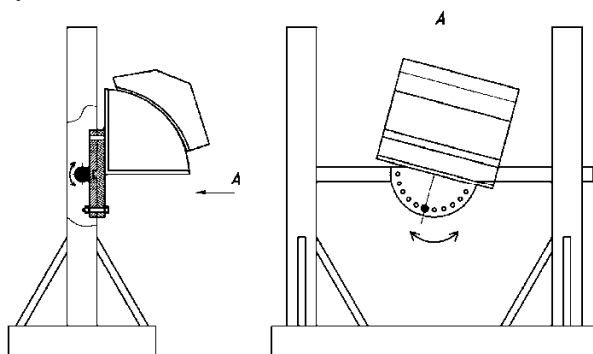


Рис. 1. Лабораторная установка с установленным на ней масляным баком

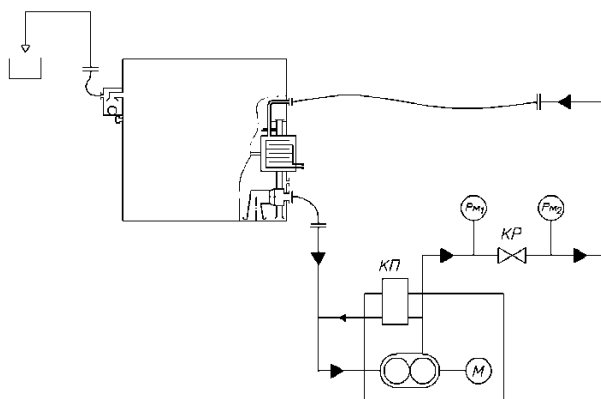


Рис. 2. Схема подключения масляного бака установленного на лабораторной установке

Установка позволяет имитировать положения свободной поверхности масла, которые определяются углом между перпендикуляром к поверхности масла и вектором силы тяжести, при горизонтальном полете с разгоном и торможением, наборе высоты с разгоном и торможением, снижении с разгоном и торможением, левом и правом крене со скольжением на крыло, а также при перевернутом полете. Таким образом, с применением установки можно моделировать практически все случаи полета с отрицательными и положительными перегрузками, за исключением околонулевой перегрузки, когда положение свободной поверхности масла в масляном баке носит статически неопределимый характер.

В качестве объекта испытаний на лабораторной установке были выбраны две конструкции маслобаков, условно названные маслобак 1 и маслобак 2. Указанные масляные баки предназначены для работы в одноконтурной циркуляционной масляной системе закрытого типа с теплообменником.

2. Описание методического подхода к проектированию масляных баков и результаты сравнительных испытаний

Маслобак 1 на рис. 3, спроектирован по классической схеме с объемом масла, обеспечивающим работоспособность двигателя при полетах с максимальной продолжительностью. Определение объема масла циркулирующего в масляной системе двигателя проводилось по формуле:

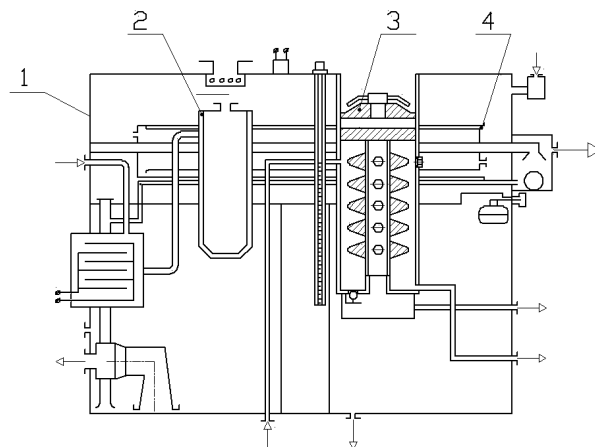
$$V_{\Sigma} = V_{\text{запр}} + V_{\text{дв}} + \sum V_{\text{пер}},$$

где $V_{\text{запр}}$ – объем масла в баке;

$V_{\text{дв}}$ – объем масла, которое уходит при первой прокрутке на заполнение магистралей, фильтров, отстойников, теплообменников;

$\sum V_{\text{пер}}$ – объем масла, которое накапливается в результате перемещения свободной поверхности масла в отстойниках с отклонением от места расположения входных участков трубопроводов откачки при длительном действии на двигатель полетных перегрузок.

Прототип маслобака 1 серийно производится и эксплуатируется в составе самолета.



1-корпус; 2-воздухоотделитель;
3-фильтр; 4-суфлер

Рис. 3. Конструктивная схема маслобака 1

Конструкция масляного бака включает в себя встроенные внутрь, воздухоотделитель, систему суфлирования, систему с отсечным клапаном, обеспечивающую закрытую заправку маслом, масляный фильтр с тонкостью фильтрации 40 мкм, сигнализатор стружки. Отсек отрицательных перегрузок отделен от основной емкости перегородкой.

Разработанный маслобак 1 был установлен на лабораторную установку и подвергнут испытаниям по программе, предусматривающей оценку работоспособности при вращении его с шагом 45 град. вокруг осей и при одновременном вращении вокруг

двух осей. Таким образом, была охвачена вся сфера положений масляного бака в пространстве.

В результате испытаний выявлены несколько пространственных положений масляного бака, характерных для эксплуатационной области полета маневренного самолета, при которых происходит падение давления масла до 0,2 кгс/см² и одно положение, в котором наблюдается интенсивный выброс масла через систему суфлирования.

Таким образом, маслобак 1 не обеспечивает непрерывную подачу масла в двигатель в широком диапазоне режимов полета маневренного летательного аппарата, в результате двигатель эксплуатируется с ограничениями по времени работы не более 15 с в этих областях полета.

Маслобак 2 проектировался с учетом нового методического подхода. В программном комплексе Unigraphics NX была разработана 3D модель масляного бака с условием того, что по габаритным, присоединительным размерам и стыковочным места конструкции маслобака 2 должна соответствовать конструкции маслобака 1. Имитируя наполнение масляного бака жидкостью конструкция была оптимизирована с целью обеспечения непрерывной подачи масла в двигатель. Конструктивная схема приведена на рис. 4.

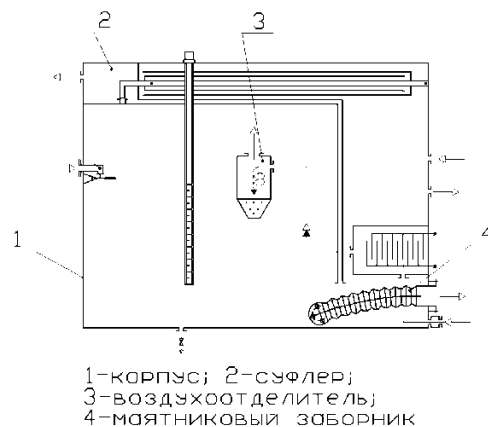


Рис. 4. Конструктивная схема маслобака 2

Отличия в конструкции от маслобака 1 заключаются в том, что масляный фильтр с тонкостью фильтрации 40 мкм вынесен за пределы корпуса бака, в конструкцию введен гибкий заборник с металлической массой на конце, воздухоотделитель, элементы системы суфлирования и заправки, а также другие конструктивные элементы, сосредоточены в небольшой локальной зоне, отделенной негерметичной перегородкой, исключен отдельный отсек отрицательных перегрузок, поскольку весь объем масла доступен для заборника.

Проведенные специальные стендовые испытания масляного бака 2 на лабораторной установке по программе однотипной с программой маслобака 1 показали, что непрерывность подачи масла обеспе-

чивается при любом пространственном положении масляного бака в составе двигателя, характерном для эксплуатационных областей полета маневренного самолета. Падение давления масла произошло только в одном положении, соответствующем вертикальному падению с ускорением самолета хвостовой частью вперед в перевернутом положении.

Анализ режимов полета маневренных самолетов показал, что подобные режимы никогда не встречались при эксплуатации как опытных летательных аппаратов, так и серийных, поэтому не требуется проведения каких либо конструктивных изменений.

Таким образом, разработанная конструкция маслобака 2 обеспечит непрерывность подачи масла в двигатель, установленный в мотоотсеке самолета, при любых допустимых в эксплуатации режимах полета неограниченное время. Это позволит не только снять ограничения из руководства по летной эксплуатации, но и обеспечит возможность применения новых режимов полета.

Выводы

Предлагаемый методический подход к проектированию и испытаниям масляных баков позволяет разрабатывать конструкции, обеспечивающие непре-

рывную подачу масла в двигатели маневренных летательных аппаратов на всех режимах эксплуатации, что существенно повышает надежность подшипников двигателя и летные характеристики летательного аппарата в целом. Происходит существенная экономия средств и времени на доводку масляного бака, поскольку проблемные вопросы выявляются и могут быть устранены до начала летных испытаний.

Литература

1. Бич, М.М. Смазка авиационных газотурбинных двигателей [Текст]: моногр. /М.М. Бич, Е.В. Вейнберг, Д.Н. Сурнов. – М.: Машиностроение, 1979. – С. 43-46.
2. Масляные системы авиационных двигателей Атлас принципиальных схем [Текст]. – М.: ЦИАМ, 1975. – 42 с.
3. Экспериментальные исследования элементов системы смазки ГТД с целью повышения их надежности и упрощения обслуживания [Текст]: отчет об испытаниях. – М.: ЦИАМ, 1971. – Инв. № б/н. – 35 с.
4. Анализ маслосистем современных отечественных двигателей и их эксплуатационных особенностей [Текст]: отчет об испытаниях. – Жуковский: ЛИИ, 1975. – Инв. № б/н. – 51 с.

Поступила в редакцию 27.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Гейкин, директор филиала «НИИД» ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют», Москва, Россия.

МЕТОДИЧНИЙ ПІДХІД ДО ПРОЕКТУВАННЯ ТА ВИПРОБУВАНЬ МАСЛЯНОГО БАКА ДЛЯ ДВИГУНА МАНЕВРЕНОГО ЛІТАЛЬНОГО АПАРАТУ

Н.С. Сичьова, С.О. Родюк

Розглядається новий методичний підхід до проектування масляних баків і перевірки їх працездатності перед початком спеціальних стендових і льотних випробувань в земних умовах з імітацією близьконульових та негативних перевантажень, що виникають при виконанні польоту маневреного літака на спеціальній установці. Викладається практика, що склалася, проектування та проведення спеціальних стендових і льотних випробувань для оцінювання розробленої конструкції, а також результати порівняльних випробувань двох конструкцій масляних баків, розроблених за старою та новою методикою.

Ключові слова: масляний бак, проектування, спеціальна установка, стендові випробування, конструкція, близьконульові та негативні перевантаження, маневрений літальний апарат, літак, двигун.

NEW APPROACH FOR DESIGNING AND TESTING AN OIL TANK OF A HIGHLY MANEUVERING AIR VEHICLE ENGINE

N.S. Sycheva, S.A. Rodyuk

In this article a new method proposed for designing oil tanks and testing their operability before special rig and flight tests start. It includes imitations of highly maneuvering flights resulting to negative and zero gravitational forces on a special device. Discussed rooting design practices and rig and flight tests for flight vehicles validations as well as results of two oil tank structures test comparisons that were developed by previous and new one methods.

Key words: oil tank, design, special device (rig), rig tests, structure, zero and negative gravitational forces, highly maneuvering flight vehicle, aircraft, engine.

Сычева Наталья Сергеевна – ведущий конструктор ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют», Москва, Россия.

Родюк Сергей Алексеевич – главный конструктор ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют», Москва, Россия.

УДК 621.452.3:62-521.017

В.П. МОГИЛЬНИКОВ, А.В. ИОНОВ*Открытое акционерное общество «Лётно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Жуковский, Московская область, Россия*

АППАРАТНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ОТБОРА ПРОБ ВОЗДУХА АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Проанализирована номенклатура и величины предельно допустимых концентраций (ПДК) токсичных примесей в воздухе кабин летательных аппаратов (ЛА) и воздухе, отбираемом от газотурбинных двигателей (ГТД), а также методы их измерений. В отличие от норм европейской ассоциации двигателестроителей (SAE) предложено для отбора и анализа проб воздуха ГТД использовать методику МУ 1.1.258-99 с отбором пробы воздуха непосредственно от фланца двигателя и последующим газохроматографическим анализом. Проанализированы систематические и случайные погрешности, возникающие при анализе концентраций токсичных примесей в воздухе, отбираемом от газотурбинных двигателей для наддува кабин летательных аппаратов. Предложены способы снижения погрешностей отбора и анализа проб воздуха авиационных ГТД за счёт специальной подготовки пробоотборников, и изменения их конструкции. Показана эффективность предложенных технических решений.

Ключевые слова: предельно допустимые концентрации, токсичные примеси, газотурбинный двигатель, летательный аппарат.

Введение

Основной источник загрязнения воздуха кабин ЛА - унос смазочного масла из передних опор двигателей с его последующим полным или частичным разложением в тракте компрессора ГТД (в зависимости от режима его работы). Сложная смесь, содержащая пары и аэрозоли смазочного масла, пары алифатических углеводородов, акролеина, формальдегида, фенола, крезолов, уксусной кислоты, бензола, трикрезилфосфата и диоктилсебацата, алифатических спиртов, ацетона, толуола, ксилолов, окиси и двуокиси азота, окиси и двуокиси углерода, поступает из системы кондиционирования воздуха (СКВ) в кабину ЛА.

При этом, если при разложении минеральных масел (в настоящее время в авиации практически не применяются) образуются в основном малотоксичные углеводороды, то при разложении синтетических масел (масла на основе сложных эфиров) образуется целый комплекс токсичных соединений, которые при попадании в воздух кабин ЛА могут провоцировать появление в полёте нештатных или аварийных ситуаций (аэротоксический синдром). Качественный и количественный состав этих примесей воздуха, отбираемого от ГТД на нужды СКВ ЛА необходимо оценить до начала лётных испытаний ещё на этапе стендовых испытаний ГТД. Существенным условием, влияющим на зачетность результатов необходимых испытаний по оценке чистоты

воздуха, является использование приемлемых методов отбора и анализа проб воздуха и соответствующего оборудования. Следует также обеспечить корреляцию применяемых методов и средств при испытаниях двигателя, с теми, которые будут использоваться при проведении лётных испытаний самолета для подтверждения выполнения требований п.831 АП-25.

В статье представлены материалы по номенклатуре и методам оценки содержания токсичных примесей в воздухе, отбираемом от авиационных ГТД. Предложены методы снижения возникающих при отборе и анализе проб воздуха погрешностей.

1. Чистота воздуха отбираемого от ГТД современных ЛА

Чистота воздуха, отбираемая от авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) на нужды систем кондиционирования воздуха (СКВ) летательных аппаратов (ЛА) в соответствии с п.66 АП-33 должна быть оценена в ходе сертификационных испытаний. В редакции АП это записано таким образом: (а*) Характеристики отбираемого от компрессора воздуха, максимально возможное загрязнение отбираемого от компрессора воздуха при нормальных условиях и наличии неисправности, максимальные эксплуатационные поперечные и осевые нагрузки и моменты, которые могут быть приложены к местам присоединения трубопроводов системы отбора воз-

духа, должны быть указаны в Документации по установке и эксплуатации двигателя. Кроме того, в главе 75 АП-33 есть раздел, который определяет состав нормируемых примесей ГТД и их ПДК (недопустимая концентрация токсичных продуктов в отбираемом от двигателя воздухе, предназначенном для кабины, в соответствии с требованиями 25.831 АП-25, 23.831 АП-23, 27.831 АП-27, 29.831 АП-29 рассматривается как отказ двигателя) [1]. Особенности подхода к нормированию ПДК вредных примесей в воздухе, подаваемом в кабину от компрессора двигателя, в разных нормативных документах показаны в таблице 1.

Очевидны существенные различия в подходе к нормированию ПДК вредных примесей в указанных нормативных документах. Зарубежные нормативные документы не включают требований по содержанию в воздухе смазочных масел – основной токсичной примеси воздуха, отбираемого от двигателя для наддува кабин. Вместе с тем, в новой редакции SAE ARP4418 (2008г.) появились ПДК для ряда веществ, абсолютно нехарактерных для продуктов разложения масел (см. табл. 1). Они малотоксичны и обнаруживаются в воздухе, отбираемом от двигателя, на уровне следов и только при аварийном впрыске масла в компрессор (разрушение опоры), когда концентрации масла в воздухе превышает ПДК в сотни раз.

Особого внимания заслуживает тот факт, что требования к обеспечению чистоты воздуха, отбираемого от маршевого или вспомогательного двигателя, должны выполняться, в том числе, в случае проявления отказа или неисправности двигателя, влияющего на данную характеристику. Характерными отказами являются: разрушение или износ уплотнений полости передней опоры, выработка материала уплотнительных колец, обеспечивающих минимальный радиальный зазор лопаток компрессора.

2. Методы отбора проб воздуха от ГТД

Действующими документами не определены конкретные методы измерения концентраций вредных примесей в воздухе, отбираемом от компрессора для нужд вентиляции кабины. В ряде приведенных выше документов отмечается, что возможно применение любых подходящих методов анализа. Это дает определенную свободу при разработке и выборе методик исследования, однако, при этом, разумеется, должны быть обеспечены два основных условия: быстрое получение “представительной” пробы анализируемого вещества при отборе воздуха, а также метрологические характеристики методик анализа (избирательность, точность), обеспечивающие достоверность измерения.

Таблица 1

Предельно допустимые концентрации вредных веществ, загрязняющих воздух, отбираемый от компрессора двигателя и подаваемый в систему наддува и вентиляции кабины

№ п/п	Наименование примеси	АП-25, мг/м ³	FAR-25	SAE ARP4418, ppmV	SAE ARP4418, 2008г. мг/м ³
1.	Пары топлива	300	-	-	-
2.	Масла минер./синт.	5 / 2	-	-	-
3.	Двуокись углерода	0,5% об	0,5% об	400	0,2 об. %
4.	Окись углерода	1/20000	1/20000	5	17,8
5.	Формальдегид	0,5	-	0,3	1,0
6.	Акролеин	0,2	-	0,05	0,5
7.	Бензол	5	-	-	3,2
8.	Фенол	0,3	-	-	-
9.	Окислы азота	5	-	1	-
10.	Фтористый водород	-	-	1	-
11.	Механические примеси	-	-	0,5 мг/м ³	5,0
12.	Органические вещества (общее содержание)	-	-	0,4	-
13.	Трикрезилфосфат	0,5	-	-	-
14.	Диоктилсебагинат	5	-	-	-
15.	Метилэтилкетон				596,5
16.	Толуол				153,0
17.	Ацетальдегид				18,0

Как уже отмечалось, разработчики двигателя используют отраслевые документы, в том числе SAE. Наиболее подробно методология исследования чистоты воздуха, отбираемого от двигателя, рассмотрена в SAE ARP 4418, в котором приведены схемы отбора проб (обогреваемый трубопровод для отвода газов в безопасную зону стенда) и рекомендуемые методы анализа содержания различных примесей:

- CO и CO₂ – недисперсионная ИК-спектроскопия;
- NO_x – хемилюминесцентный метод;
- HF – ионообменная хроматография;
- акролеин – химический анализ со спектрофлуориметрическим окончанием;
- формальдегид – химический анализ со спектрофотометрическим окончанием;
- органические вещества – каталитическое окисление до CO₂ и детектирование методом ИК-спектроскопии;
- механические частицы – отбор на фильтр с гравиметрическим окончанием.

К сожалению, эта информация не является исчерпывающей. Нет данных об осаждении примесей в воздухопроводах при отборе, а этот эффект весьма существенен для высококипящих соединений. Практика показывает, что до пробоотборников при такой схеме отбора доходит лишь незначительная часть лёгких углеводородов и весь последующий анализ делается совершенно бессмысленным.

В России в настоящее время единственным документом, оформленным и утверждённым в установленном порядке, который регламентирует процедуры отбора и анализа проб воздуха ГТД являются МУ 1.1.258-99 [2] (далее по тексту – МУ), разработанные ММП им. В.В.Чернышева, ЛИИ им. М.М.Громова, ЦИАМ и НИИСУ. Документ аттестован в Госстандарте России как методика выполнения измерений (МВИ) за №62-99. При проведении сертификационных испытаний двигателя SaM 146 была проведена валидация данного документа в европейскую систему сертификации двигателей Safran по нормативам SAE. В настоящее время МУ внедрены или внедряются на большинстве авиационных двигателестроительных предприятиях и КБ РФ и стран СНГ.

На рис. 1 изображена предложенная в МУ схема отбора.

Принципиальная схема и соединение функциональных частей системы отбора проб представлены на рис. 2. (для отбора проб воздуха на 3-х режимах работы двигателя). При изменении количества оцениваемых режимов число пробоотборников изменяется соответственно. В состав оборудования СОП входят: диффузор с воздухозаборником; соединительные трубопроводы; пробоотборники; электромагнитные клапаны; головки-тройники с жиклёра-

ми; приборы для измерения вакуума; мерные ёмкости; вакуум-насос; дистанционный пульт управления. Возможно использование нескольких СОП.

СОП для оценки влияния фона не имеет диффузора, при этом пробы отбираются от гребёнки – воздухозаборника, сориентированного навстречу движению воздуха.

При отборе проб диффузор с воздухозаборником (рис. 3), подсоединяемый к патрубку отбора воздуха от двигателя в СКВ, формирует поток воздуха и обеспечивает его расход через три головки-тройника с жиклёром. Проходное сечение диффузора в 1,5 - 3 раза больше, чем сечение трубопровода линии отбора проб. На выходной штуцер диффузора устанавливается гайка с жиклером, имеющим проходное сечение на 30-60 % меньшее, чем максимальное проходное сечение заслонки, имитирующей СКВ по расходу воздуха через эту систему.

Воздух от двигателя поступает через трубопровод (металлорукав) длиной не более 3 м, подсоединённый одним концом к патрубку отбора, а другим – к входному штуцеру диффузора. Далее поток воздуха через воздухозаборник, расположенный в центре диффузора, направляется в три стойки головок и распределяется по соединительным трубопроводам к пробоотборникам (рис. 4). Подсоединение трубопроводов производится к штуцерам на головках диффузора (выходные патрубки) и штуцерам на корпусах пробоотборников. Размеры трубопроводов здесь должны быть минимальны (10-20 см).

Пробоотборники герметично соединены с трубопроводами ЭМК, которые, в свою очередь, соединяются с мерными вакуумируемыми ёмкостями посредством коллекторов. Количество устанавливаемых пробоотборников зависит от количества режимов испытаний двигателя, на которых необходимо делать отборы проб, а также от перечня контролируемых токсичных примесей. На каждом режиме должно быть отобрано не менее 3-х проб (при анализе пробы на несколько компонентов).

Пробоотборники снабжаются концентраторами с сорбентом для поглощения паров и аэрозолей органических соединений. Мерные вакуумируемые ёмкости, используемые для отбора проб, выполняются объёмом от 500 до 1000 см³. Измерения давления и температуры в ёмкостях до и после отбора проб осуществляются с помощью специальных датчиков. К каждой ёмкости посредством трубопроводов подсоединён электромагнитный клапан б, который через коллектор соединён с вакуум-насосом. Включение системы отбора проб воздуха осуществляется от пульта управления, расположенного в кабине наблюдения испытательного стенда.

Конструкция пробоотборника представлена на рис. 4.

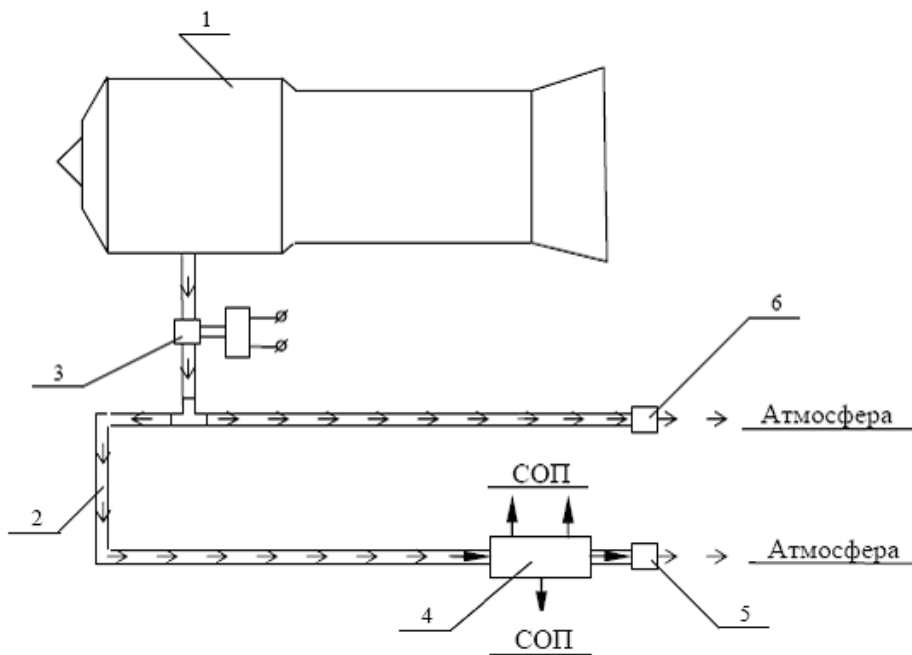


Рис. 1. Монтажная схема присоединения СОП к двигателю:
1 – ГТД, 2 – трубопроводы, 3 – кран-заслонка, 4 – диффузор, 5 и 6 – жиклёры

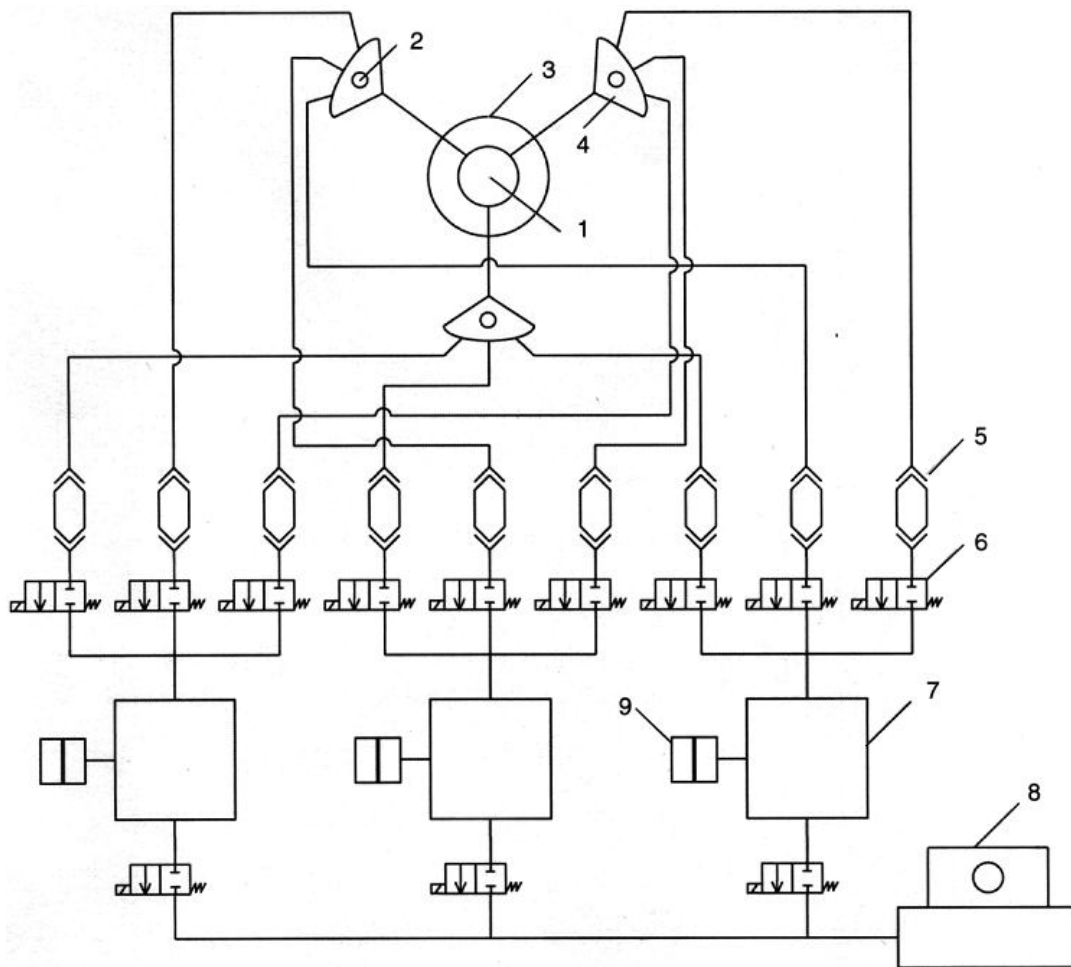


Рис. 2. Принципиальная схема СОП:
1 – воздухозаборник диффузора, 2 – жиклёр, 3 – диффузор, 4 – головка-тройник, 5 – пробоотборники с концентраторами, 6 – ЭМК, 7 – мерные вакуумируемые ёмкости (побудители расхода), 8 – вакуумный насос, 9 – датчик разряжения

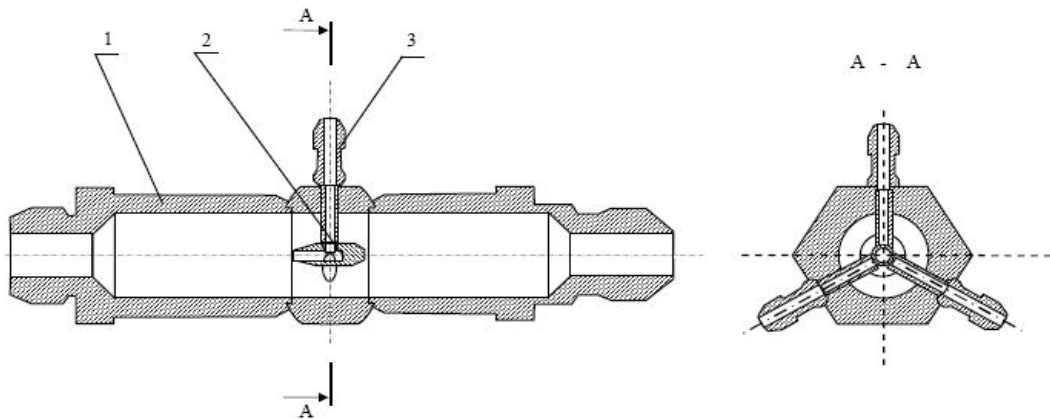


Рис. 3. Диффузор:
1 – корпус, 2 – воздухозаборник, 3 – выходной патрубок

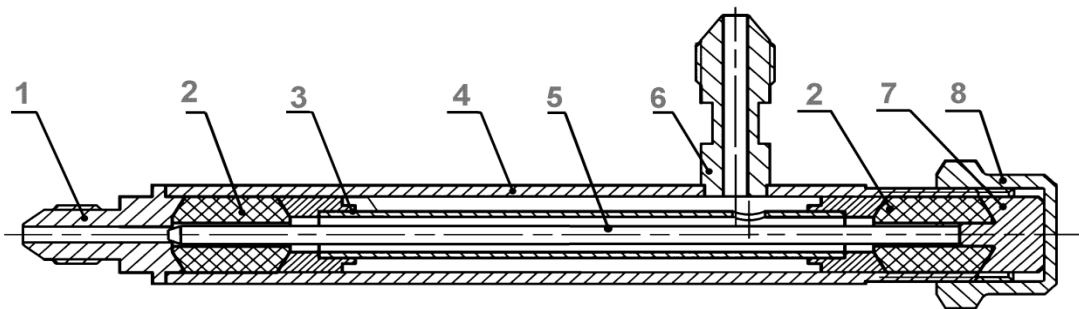


Рис. 4. Пробоотборник:
1 – входной штуцер; 2 – резиновые втулки; 3 – экран; 4 – корпус; 5 – концентратор;
6 – выходной штуцер; 7 – упор; 8 – гайка

3. Погрешности измерения концентрации примесей в воздухе, отбираемом от ГТД

В приложении «Ц» к МУ подробно описана методика расчёта погрешностей отбора и анализа проб воздуха ГТД. Практика испытаний ГТД показала, что необходимо существенно изменить не только процедуры отбора и анализа проб, но и расчёты возникающих при этом погрешностей. Для снижения погрешностей должны быть изменены некоторые узлы системы отбора проб (СОП) и сами процедуры отбора и анализа. Суммарная предельная относительная погрешность измерения концентраций вредных примесей в отбираемых из компрессора ГТД пробах воздуха складывается из суммы неисключенных систематических погрешностей и

случайных погрешностей. При этом должны быть учтены погрешности, возникающие как на этапе отбора проб (связанные с количественным определением объемов воздуха, пропущенных через пробоотборники, и полноты адсорбции вредных примесей в концентраторах), так и на этапе анализа проб (погрешности хроматографов и применяемого дополнительного оборудования).

Суммарная предельная относительная погрешность измерения концентраций вредных примесей при контроле чистоты воздуха согласно ГОСТ 12.1.005-88 не должна быть более 25%, но зачастую превышает это значение. Суммарная предельная относительная погрешность (δ_c) измерения концентраций вредных примесей (паров топлива, паров масла, альдегидов и ароматических углеводородов) в пробах воздуха определяется по формуле:

$$\delta_c = K \sqrt{\frac{\delta_{\text{шп}}^2 + \delta_{\text{ар}}^2 + \delta_{\text{Т}}^2 + \delta_{\text{К}}^2 + 2\delta_{\text{СК}}^2 + \delta_{\text{пр}}^2 + \delta_{\text{хр}}^2 + (\delta_{\text{Вакт.пр}}^2)^2}{3}} + (\delta_{\text{отн.Си}}^2)^2 + \delta_{\text{х}}^2, \quad (1)$$

где K – коэффициент ($K = 1,1$ при доверительной вероятности $P = 0,95$),

$\delta_{\text{шп}}$ – относительная погрешность дозирования микрошприцем калибровочного раствора,

$\delta_{\text{ар}}$ – относительная погрешность определения плотности калибровочного раствора,

$\delta_{\text{т}}$ – относительная погрешность определения температуры калибровочного раствора,

$\delta_{\text{к}}$ – относительная погрешность, обусловленная равной чувствительностью детектора хроматографа к разным веществам,

$\delta_{\text{СК}}$ – относительная погрешность измерения площадей пиков на хроматограммах при градуировке хроматографов,

$\delta_{\text{пр}}$ – относительная погрешность, обусловленная явлением проскока или уноса вредных примесей из концентратора при отборе проб,

$\delta_{\text{хр}}$ – относительная погрешность, обусловленная сохранностью отобранной пробы,

$\delta_{\text{вакт.пр.}}$ – суммарная относительная погрешность измерения приведенного активного объема СОП при отборе проб воздуха,

$\delta_{\text{отн. Si}}$ – случайная составляющая относительной погрешности измерения площади хроматографического пика при проведении градуировки хроматографа,

$\delta_{\text{х}}$ – случайная составляющая относительной погрешности измерения площади хроматографического пика при проведении анализа проб воздуха.

В МУ приведены формулы расчёта всех этих составляющих. Практика показала, что некоторые из них можно существенно упростить, а на другие обратить повышенное внимание. Поэтому более подробно по пунктам рассмотрим отдельные составляющие суммарной предельной относительной погрешности.

1. $\delta_{\text{шп}}$ – обычно имеет паспортное значение 2%. Тонкость заключается в том, что это паспортное значение можно применять только, если дозировать объем равный максимальному для данного типа шприца. Так шприц на 1 мкл паспортизирован на 2% погрешность при дозировании только 1 мкл. При попытке дозирования промежуточных объёмов (хотя они есть на шкале шприца) возникает неопределённая погрешность существенно больше паспортной величины.

2. $\delta_{\text{ар}}$ и $\delta_{\text{т}}$ – зависят от класса точности приборов измерения и определяются по формулам, изложенным в МУ.

3. $\delta_{\text{к}}$ – сильно зависит от состава измеряемого компонента примеси. Относительная погрешность в 5%, которую предлагает ввести МУ может быть превышена для альдегидов (формальдегид, акролеин) и фенола. Единственный способ избежать существенной систематической погрешности и свести её

к случайной – вести калибровку хроматографа по растворам чистых веществ (каждый компонент отдельно). Необходимо проводить градуировку хроматографов по всем компонентам разбавленными растворами в подходящих растворителях (акролеин и формальдегид – вода, бензол и толуол – метанол).

Для градуировки используются средние значения площадей пиков из 5 измерений по каждому компоненту. Градуировки по всем компонентам проводят 1 раз в год или чаще, если отклик по бензолу (площадь пика, полученная при анализе раствора бензола на колонке 1 – калибровка хроматографа по бензолу) меняется более чем на 5%. Последнюю процедуру проводят ежемесячно или перед анализом каждой большой серии проб воздуха. Градуировку по формальдегиду проводят перед анализом каждой серии проб, добиваясь стабильности значений площадей пиков формальдегида.

4. $\delta_{\text{СК}}$, $\delta_{\text{отн. Si}}$ и $\delta_{\text{х}}$ – зависят от класса точности приборов измерения и навыков оператора хроматографа. Они определяются по формулам, изложенным в МУ.

5. $\delta_{\text{пр}}$ – зависит от длины слоя адсорбента (мелонированный силохром) в концентраторе, его температуры и состава адсорбата. Сама формула расчёта приведена в МУ, но, очевидно, при расчёте следует учитывать и изменение состава пробы до концентратора (оседание компонентов пробы в трубопроводах). Оценить вклад этой погрешности весьма сложно. Можно только минимализировать её величину. Для этого температура воздуха до входа в концентратор не должна быть более чем на 50°C ниже, чем температура отбираемого от ГТД воздуха. Между тем в МУ рекомендовано так поддерживать соотношение расходов воздуха в байпасных линиях СОП, чтобы температура на входе в концентратор не превышала 100°C. Из рис. 4 видно, что горячий воздух может перегревать резиновую муфту, что приведёт к появлению в пробе посторонних примесей – продуктов разложения резины. Поэтому данная конструкция и работоспособна только до температур не более 100°C (проверено экспериментально). Вместо этой конструкции предлагается следующая схема пробоотборника (рис. 5).

В пробоотборнике, изображённом на рис. 5, горячий воздух практически не контактирует с мембраной 4, которая сама сделана из мягкой силиконовой термостойкой резины для газовой хроматографии, да и площадь её контакта с концентратором невелика, что также уменьшает фон пробоотбора. Температура воздуха на входе в такой пробоотборник может равняться температуре воздуха, отбираемого от ГТД без загрязнения пробы продуктами разложения резины (проверено экспериментально).

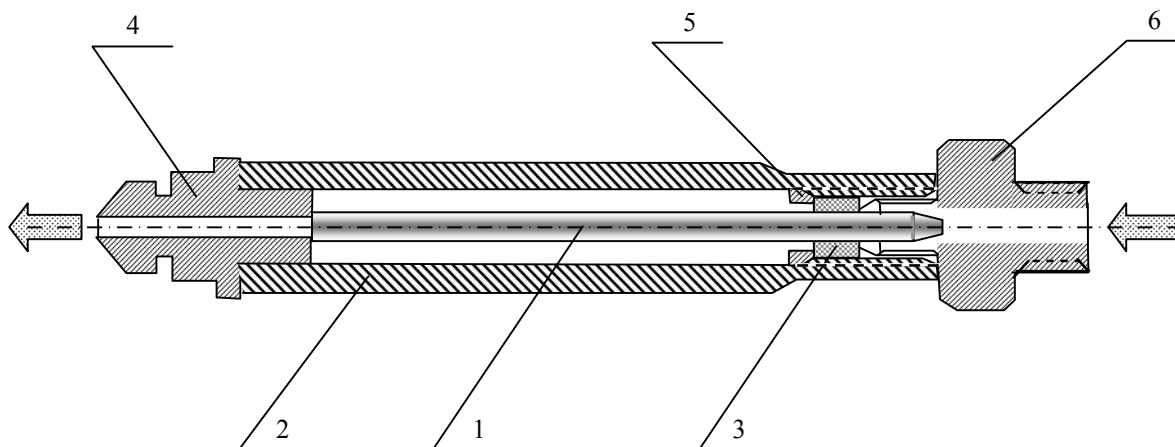


Рис. 5. Изменённая схема прободоотборника:

1 - концентратор с сорбентом, 2 - корпус, 3 - мембрана из силиконовой резины для испарителей газовых хроматографов, 4 - выходной штуцер, 5 - упор, 6 - входной штуцер - радиатор

6. δ_{xp} - зависит не только от времени, но и от условий хранения пробы. При длительном хранении лучше отказаться от совместного хранения концентраторов с капсулами активированного угля (эскизы таких контейнеров приведены в МУ). При таком способе хранения летучие компоненты проб переходят на уголь или при его отсутствии распределяются между прободоотборниками. Не рекомендуется и оставлять концентраторы собранными в прободоотборники (даже заглушенные). При таком способе хранения пробы загрязняются выделениями из резиновых муфт. В этом отношении модифицированные прободоотборники (рис. 4) более безопасны (площадь контакта с резиной значительно меньше, что уменьшает фоновое загрязнение концентраторов). Для хранения проб более 3 суток с минимальными потерями рекомендуется сразу после эксперимента извлечь пронумерованные концентраторы из прободоотборников и поместить их в заворачивающиеся пеналы-контейнеры из тефлона или стекла с тефлоновой прокладкой в колпачке-крышке. Практика показала (анализ проб воздуха с одинаковыми концентрациями после разного времени их хранения), что такой способ позволяет хранить пробы без изменения их состава несколько недель. Значение погрешности при этом укладывается в величину случайной погрешности для анализа серии проб, т.е. вклад хранения минимален.

7. $\delta_{V_{акт.пр.}}$ - очень важный параметр. Погрешность, возникающая при расчёте приведённого объёма пробы напрямую влияет на результаты анализа. Тем не менее в МУ приведена сложная схема измерения самих активных объёмов СОП (используется сложное пневматическое устройство, что увеличивает суммарную погрешность). Практика показала, что для расчёта исходных объёмов достаточно при-

менить обычный метод взвешивания (все поверхности должны быть обезжирены) пустых и заполненных водой узлов. По разности их весов с учётом плотности воды при данной температуре рассчитывают объёмы этих узлов. Погрешность определения объёмов будет равна здесь корню из суммы квадратов случайной погрешности серии измерений объёмов и погрешности измерения весов (определяется классом весов). Статистические расчёты далее выполняются согласно МУ.

8. $\delta_{отн.Si}$ и δ_x - случайные составляющая относительной погрешности измерения площади хроматографического пика при проведении градуировки хроматографа и при проведении анализа. Они легко рассчитываются по формулам, приведённым в МУ (стандартное вычисление СКО и относительной погрешности для серии проб). Следует отметить, что вторую составляющую экспериментально оценить очень сложно (нужно иметь калибровочное устройство для дозирования примесей). Если анализ и калибровку проводят в одинаковых условиях, то эти величины можно принять равными и рассчитывать только $\delta_{отн.Si}$. При этом для приближения эксперимента к реальным условиям калибровку следует производить разбавленными растворами адсорбатов, как это описывалось ранее в п.3, концентраторы собирать в прободоотборники, производить прокачку 1 л воздуха, далее разбирать и выполнять анализ (имитация прободоотбора). Это позволяет свести фоновое загрязнение пробы к случайной погрешности и оценить, как величину, входящую в $\delta_{отн.Si}$.

Заключение

Проведён анализ номенклатуры и величин предельно допустимых концентраций (ПДК) токсичных

примесей в воздухе кабин летательных аппаратов (ЛИА) и воздухе, отбираемом от газотурбинных двигателей (ГТД), и методов их измерений. Предложено для отбора и анализа проб воздуха ГТД использовать методику МУ 1.1.258-99 с отбором пробы воздуха непосредственно от фланца двигателя и последующим газохроматографическим анализом.

Рассмотрена возможность некоторых технических усовершенствований в процедуры отбора и анализа проб воздуха, отбираемого от авиационных ГТД с целью существенного снижения суммарной погрешности оценки загрязнённости воздуха.

Литература

1. АП-33. Авиационные правила. Ч. 33. Нормы летной годности двигателей воздушных судов [Текст]. - 2012. - 52 с.
2. МУ 1.1.258-99. Методические указания. Двигатели газотурбинные авиационные. Порядок отбора и газохроматографического анализа проб воздуха из компрессора двигателя при стендовых испытаниях [Текст]. - М.: НИИСУ, 1999. - 38 с.

Поступила в редакцию 13.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, профессор, главный научный сотрудник В.Т. Дедеш, ОАО «ЛИИ им М.М. Громова», Жуковский, Московская область.

АПАРАТНІ ЗАСОБИ ДЛЯ ВІДБИРАННЯ ПРОБ ПОВІТРЯ АВІАЦІЙНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

В.П. Могильников, О.В. Ионов

Проаналізовано номенклатуру та величини гранично припустимих концентрацій (ГПК) токсичних домішок у повітрі кабін літальних апаратів (ЛІА) і повітрі, яке відбирається від газотурбінних двигунів (ГТД), а також методи їх вимірювання. На відміну від норм європейської асоціації двигунобудівників (SAE) запропоновано для відбирання і аналізу проб повітря ГТД використовувати методику МУ 1.1.258-99 із відбиранням проби повітря безпосередньо від фланця двигуна та наступним газохроматографічним аналізом. Проаналізовано систематичні та випадкові похибки, які виникають при аналізі концентрацій токсичних домішок у повітрі, яке відбирається від газотурбінних двигунів для наддування кабін літальних апаратів. Запропоновано засоби зниження похибок відбирання і аналізу проб повітря авіаційних ГТД за рахунок спеціальної підготовки пробовідбірників і зміни їх конструкції. Показано ефективність запропонованих технічних рішень.

Ключові слова: гранично припустимі концентрації, токсичні домішки, газотурбінний двигун, літальний апарат.

EQUIPMENT FOR AIR SAMPLING FROM ENGINE

V.P. Mogilnikov, A.V. Ionov

Analyzed the nomenclature and magnitude of the maximum permissible concentration of toxic contaminants in the air cabin aircraft and the bleed air from engine, and methods for their measurement. Unlike norms of the Society of Automotive Engineers (SAE) proposed for the sampling and analysis of air samples to use GTD methodology MU 1.1.258-99 with air sampling directly from the motor flange and the subsequent gas chromatographic analysis. Analyzed the systematic and random errors arising in the analysis of the concentrations of toxic contaminants in the air taken from the engines for aircraft cabin pressurization. The methods for reducing the errors of sampling and analysis of air engines due to the special training of samplers, and changes in their structure. The effectiveness of the proposed technical solutions.

Key words: maximum permissible concentrations, toxic contaminants, engine, aircraft.

Могильников Валерий Павлович – начальник сектора 35-2 ОАО «ЛИИ им.М.М.Громова», Жуковский, Московская область, Россия, e-mail: mogver@mail.ru.

Ионов Алексей Владимирович – инженер ОАО «ЛИИ им.М.М.Громова», Жуковский, Московская область, Россия, e-mail: syzhet@mail.ru.

УДК 629.7.036.3.018:658.562

Н.В. ОСАДЧИЙ, А.А. СЕРГЕЕВ, В.Т. ШЕПЕЛЬ**ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия****ОБЕСПЕЧЕНИЕ СЕРТИФИКАЦИОННЫХ ТРЕБОВАНИЙ,
ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫХ К КОРПУСУ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД**

В статье рассматривается вопрос обеспечения сертификационных требований, предъявляемых к корпусу вентилятора ТРДД, в процессе его проектирования. Основными сертификационными требованиями являются сопротивление статическим и динамическим нагрузкам, обеспечение пожарной безопасности, удержание лопатки вентилятора. Для реализации сертификационных требований, необходима разработка методик доводки совместимых с процессом проектирования двигателя. Корпус вентилятора должен быть протестирован на соответствие сертификационным требованиям до завершения процесса проектирования и начала сертификации. Это позволит получить более эффективную конструкцию и сократит сроки сертификации. Предложенный подход проиллюстрирован на примере реализации требований пожарной безопасности.

Ключевые слова: ТРДД, сертификация, корпус вентилятора, пожарная безопасность

Введение

Корпус вентилятора ТРДД является несущей конструкцией, обеспечивающей механическую взаимосвязь с воздухозаборником и разделительным корпусом. Совместно с акустическими панелями и панелями прирабатываемого покрытия он формирует аэродинамическую проточную часть. Толщина корпуса вентилятора по длине изменяется в зависимости от преобладающего конструктивного критерия. В процессе проектирования корпуса вентилятора ТРДД необходим учет сертификационных требований.

Сертификационные требования, предъявляемые к корпусу вентилятора, характеризуются функциями [1]:

1. Пожарной перегородки, не допускающей проникновения огня через корпус вентилятора в случае пожара в мотогондоле CS-E 130(d).

2. Удержания корпусом вентилятора лопатки вентилятора при ее обрыве CS-E 520(c)(1), CS-E 810(a).

3. Устойчивости по отношению к внешним воздействиям CS-E 540(a), CS-E 790(a)(1), CS-E 800(a).

4. Сопротивления статическим и динамическим нагрузкам CS-E 100(a), CS-E 520(b)(1)(2),(d), CS-E 640.

Обеспечение указанных требований в процессе проектирования представляет сложную задачу, не имеющую аналитического решения. В этом случае целесообразна экспериментальная отработка конструкции, совместимая с процессом проектирования. Корпус вентилятора должен быть протестирован на

соответствие указанным выше требованиям до завершения процесса проектирования. При этом указанные выше требования должны быть продемонстрированы в соответствии с их консервативной классификацией.

**Методики доводки корпуса вентилятора
на основе инженерных испытаний**

Основой подтверждения соответствия корпуса вентилятора сертификационным требованиям на стадии проектирования должны быть инженерные испытания.

В качестве иллюстрации применения данного подхода в статье приводится пример проектирования корпуса вентилятора ТРДД с учетом сертификационных требований по пожарной безопасности. Корпус вентилятора является частью границы пожарной перегородки и при использовании алюминиевых сплавов не является огнестойким. Согласно нормам летной годности [1] конструктивный элемент двигателя, функционально выполняющий роль пожарной перегородки должен быть огнестойким. Поэтому огнестойкость корпуса вентилятора на этапе опытно-конструкторских работ должна быть продемонстрирована проведением инженерных огневых испытаний.

Сокращение объема огневых испытаний возможно путем испытаний ограниченного количества представительных образцов, характеризующих наиболее уязвимые к пожару зоны корпуса вентилятора. Положительные результаты испытаний образцов, моделирующих критические к пожару зоны, распространяются на весь корпус вентилятора.

Для проведения анализа по выявлению наиболее уязвимых к пожару зон корпуса вентилятора разделялся на ряд зон, каждая из которых, приблизительно, составляла бы однородный сектор по толщине и температуре. Критичными к пожару являются зоны, имеющие максимальные температуры и минимальные толщины.

Методика проведения испытаний на огнестойкость включала следующие этапы:

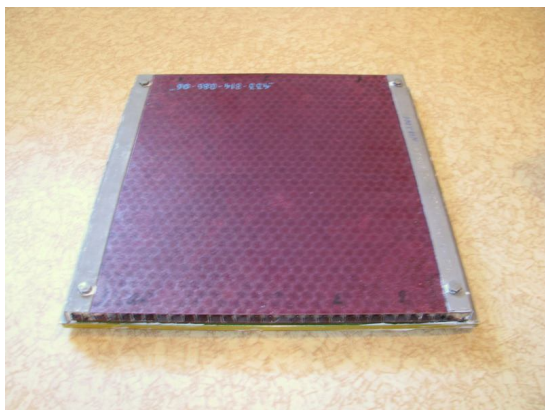
- проведение анализа конструкции корпуса вентилятора для определения критических зон;
- изготовление образцов для испытаний;
- выбор консервативных режимов испытаний: для первых пяти минут взлетный режим ТРДД, при котором элементы корпуса вентилятора подвержены максимальному давлению, а для последующих десяти минут режим авторотации, характеризующийся наихудшими условиями его охлаждения [2].

Проведенные экспериментальные исследования по огнестойкости пластин из алюминиевых сплавов различной толщины без обдува показали, что скорость до нарушения целостности пластин приблизительно составляет 1 мм/минута. Таким образом, для обеспечения огнестойкости корпуса вентилятора требуется либо существенно уве-

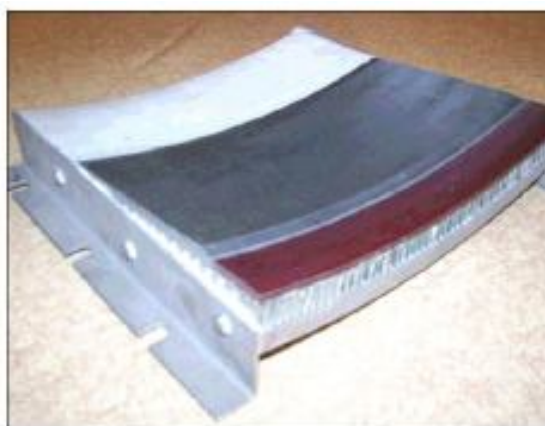
личить толщину стенки, что недопустимо вследствие значительного увеличения массы, либо предпринять конструктивные мероприятия по охлаждению корпуса вентилятора воздухом второго контура.

Для обеспечения огнестойкости корпуса вентилятора, а так же изоляции акустических панелей от воздействия повышенной температуры предложено между акустическими панелями и корпусом сформировать зазор, который продувался бы воздухом второго контура [3].

Для проведения огневых испытаний были изготовлены образцы (рис.1 а, б), моделирующие наиболее уязвимые к пожару зоны корпуса вентилятора. Образец (рис.1 а) представлял собой плоскую пластину из алюминиевого сплава 320х320 мм толщиной 5,8 мм с закрепленной на ней акустической панелью толщиной 12 мм. Для подвода охлаждающего воздуха к зазору между пластиной и акустической панелью выполнялся зазор равный 5,1 мм. Образец (рис.1 б) имел самое уязвимое место в районе утонения фланца, имеющего минимальную толщину 4,3 мм, обдуваемого воздухом второго контура. Материалы образцов и технология изготовления соответствовали типовой конструкции корпуса вентилятора.



а



б

Рис. 1. Общий вид образцов корпуса вентилятора для огневых инженерных испытаний:
а – образец с акустической панелью; б – образец с прирабатываемым покрытием

Обеспечение теплового подобия обеспечивалось путем пересчета скорости потока, найденной из условия равенства коэффициентов теплоотдачи на модели и реальном объекте

$$C_{СТ} = C_{ДВ} \frac{T_{СТ}}{T_{ДВ}} \cdot \frac{p_{ДВ}}{p_{СТ}} \cdot \left(\frac{D_{Н-СТ}}{D_{Н-ДВ}} \right)^{1/4} \times \left(\frac{\mu_{СТ}}{\mu_{ДВ}} \right)^{7/12} \cdot \left(\frac{\lambda_{ДВ}}{\lambda_{СТ}} \right)^{5/6} \cdot \left(\frac{C_{p-ДВ}}{C_{p-СТ}} \right)^{5/12}, \quad (1)$$

где C – скорость течения;

T – статическая температура;

p – статическое давление;

D_H – гидравлический диаметр;

μ – динамическая вязкость;

λ – теплопроводность воздуха;

C_p – теплоемкость.

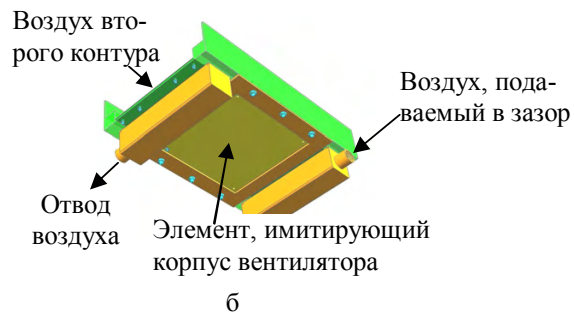
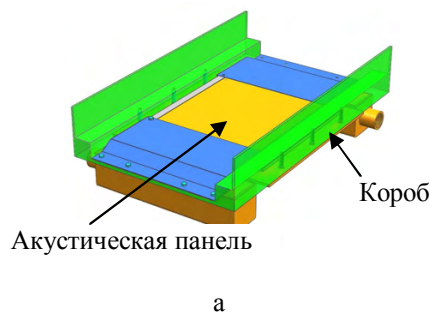
Индексы: ДВ – параметр в условиях двигателя,

СТ – параметр в стендовых условиях.

Равенство максимальных напряжений плоской пластины и цилиндрической оболочке корпуса вентилятора обеспечивалось посредством пересчёта перепада давления, исходя из условий закрепления кромок испытываемого образца. При этом образец рассматривался как квадратная пластина, шарнирно закреплённая по контуру (с возможностью теплового расширения) и нагруженная давлением, равномерно распределённым по поверхности пластины.

Перепад давлений на пластине аэродинамического короба определялся в соответствии с выражением

$$\Delta p_{ПЛ} = \frac{\Delta p_{ДВ} \cdot R \cdot H}{\beta \cdot L^2}, \quad (2)$$



в

где $p_{ДВ}$ – перепад давлений в наиболее уязвимом к пожару участке корпуса вентилятора;

R – средний радиус соответствующего участка корпуса вентилятора;

H – толщина пластины, равная минимальной толщине уязвимого к пожару участка корпуса вентилятора;

L – длина (ширина) пластины.

Для квадратной пластины с шарнирным креплением на одной стороне и в случае равномерной нагрузки давлением параметр β равен 0,2874.

Объект испытаний устанавливался в аэродинамический короб стенда Ц-17ГЗ (рис.2 в), обеспечивающий заданные параметры обдува (1) и нагружения давлением (2).

Критериями зачетности огневых испытаний являлись:

- отсутствие проникновения огня через испытываемый образец;
- отсутствие проникновения пламени на тыльную сторону образца;
- самопроизвольное погасание любых возгораний на поверхности образца после удаления испытательного пламени;
- отсутствие самопроизвольного повторного возгорания образца после удаления пламени.

Процесс испытаний контролировался с помощью визуального и видеонаблюдения.

Последующая сертификация подтвердила корректность принятых конструкторских решений при проектировании корпуса вентилятора. При неудачном исходе огневых сертификационных испытаний сроки сертификации двигателя сдвинулись как

Рис. 2. Технология установки испытываемых образцов (а, б) на стенде Ц-173Г ЦИАМ (в)

минимум, на 6 месяцев. Это время складывается из времени требуемого для анализа проведенных испытаний, разработки мероприятий по устранению несоответствия сертификационным требованиям, выпуска конструкторской документации и изготовления опытных образцов, проведения повторных испытаний.

Оба образца, представляющих корпус вентилятора, успешно прошли 15 минутные огневые испытания на огнестойкость. Успешное проведение сертификационных огневых испытаний подтвердило корректность методики доводки корпуса вентилятора в части пожарной-безопасности.

Таким образом, ускорение сроков сертификации достигается путем экспериментальной отработки конструкции в процессе проектирования на основе проведения инженерных доводочных испытаний, максимально приближенных к сертификационным.

Литература

1. *Certification Specifications for Engines (CS-E) [Text]. – European Aviation Safety Agency (EASA), 2007. – 193 p.*
2. *ISO 2685:1998 Aircraft - Environmental test procedure for airborne equipment - Resistance to fire in designated fire zones [Text]. – 1998. – 35 p.*
3. Смирнов, Д.С. Огневые испытания корпуса вентилятора в процессе доводки и сертификации авиационного ГТД [Текст] / Д.С. Смирнов, А.В. Кащеев, В.Т. Шепель // *Авиационно - космическая техника и технология*. – 2012. – № 10 (97). – С. 24–28.
4. Тимошенко, С.П. Пластинки и оболочки [Текст] / С.П. Тимошенко, С. Войновский - Кригер. – М.: Наука, 1966. – 625 с.

Поступила в редакцию 28.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. кафедры «Теоретическая механика и сопротивления материалов» С.А. Букатый, Рыбинский государственный авиационный технический университет им. П.А. Соловьева, Рыбинск.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СЕРТИФІКАЦІЙНИХ ВИМОГ, ЩО ПРЕД'ЯВЛЯЮТЬСЯ ДО КОРПУСУ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД

М.В. Осадчий, А.А. Сергеев, В.Т. Шепель

У статті розглядаються питання забезпечення сертифікаційних вимог, що пред'являються корпусу вентилятора ТРДД, в процесі його проектування. Основними сертифікаційними вимогами є опір статичним та динамічним навантаженням, забезпечення пожежної безпеки, утримання лопатки вентилятора. Для реалізації сертифікаційних вимог, потрібна розробка методик доведення сумісних з процесом проектування двигуна. Корпус вентилятора повинен бути протестований на відповідність сертифікаційним вимогам до завершення проектування та початку сертифікації. Це дозволить отримати більш ефективну конструкцію і скоротить терміни сертифікації. Запропонований підхід проілюстровано на прикладі реалізації вимог пожежної безпеки.

Ключові слова: ТРДД, сертифікація, корпус вентилятора, проектування, пожежна безпека.

THE ASSURANCE OF CERTIFICATION REQUIREMENTS SHOWN TO THE TURBOFAN ENGINE FAN CASE

N.V. Osadchii, A.A. Sergeev, V.T. Shepel

This article presents the problem of assurance of certification requirements imposed to the turbofan engine fan case, during its design stage. The basic certification requirements are resistance to static and dynamic loads, fire safety assurance, fan blade retention. For the certification requirements realization, the development of the adjustment techniques compatible with the engine design process, is necessary. The fan case must be tested on conformity to certification requirements before the ending of the design stage and the beginning of certification. This will allow to obtain more effective structure and will reduce the certification terms. The suggested approach is illustrated on the example of the fire safety requirements realization.

Keywords: turbofan engine, certification, fan case, design, fire safety.

Осадчий Николай Васильевич – канд. техн. наук, эксперт ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия.

Сергеев Артем Андреевич – инженер-конструктор 3 категории ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия, e-mail: Artemsergeyev@mail.ru.

Шепель Вячеслав Тимофеевич – д-р техн. наук, проф., начальник КО сертификации авиационных ГТД и промышленных ГТУ, ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия, e-mail: sshepel@yandex.ru.

УДК 621.822.187

Е.Ф. ПАРОВАЙ, Ф.В. ПАРОВАЙ*Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Россия***ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ ПОДШИПНИК С УПРУГИМ ПОДВЕСОМ
ВКЛАДЫШЕЙ ИЗ МАТЕРИАЛА МР**

В статье описана конструкция сегментного гидродинамического подшипника свободной турбины двигателя для газоперекачки. Особенностью данного подшипника является упругий подвес вкладышей из пористого материала МР. Материал МР успешно используется во фторопластовых подшипниках и упруго-демпфирующих опорах. Наличие упругого подвеса в конструкции подшипника нового типа позволяет вкладышам проворачиваться в радиальном направлении, изменяя тем самым характеристики подшипника автоподстройкой упруго-демпфирующих свойств подвеса из МР. В работе так же представлены результаты исследования влияния угла поворота вкладышей на характеристики рабочего процесса.

Ключевые слова: гидродинамический подшипник, вкладыши, материал МР, угол поворота вкладышей, характеристики рабочего процесса, упругий подвес.

Введение

Гидродинамический подшипник с расточкой вкладышей в радиус вала способен воспринимать высокие нагрузки и устойчиво работать на больших частотах вращения ротора. Сотрудниками отраслевой научно-исследовательской лаборатории "Вибрационная прочность и надёжность авиационных изделий" - ОНИЛ-1 СГАУ - (Е.Ф. Паровай, Ф.В. Паровай) была предложен вариант конструкции гидродинамического сегментного подшипника с упругим подвесом вкладышей из пористого материала металлорезина (МР). Материал упругого подвеса позволяет поворачиваться вкладышам в ради-

альном направлении во время работы подшипника и занимать оптимальное рабочее положение. Слой материала МР сминается под действием нагрузки, возникающей в подшипнике, обеспечивая поворот вкладышей.

На рис. 1 представлена схема работы подшипника с упругим подвесом вкладышей. В исходном положении (рис. 1а) величины зазора на выходе и входе смазки одинаковы ($\Delta = 0$). При раскрутке вала начинается реализовываться характерный вид эпюры давлений [1], возникшая сила давит на вкладыш подшипника, от возникающих в зазоре нагрузок материал упругого подвеса деформируется, вызывая поворот вкладыша на угол δ_v (рис. 1 б).

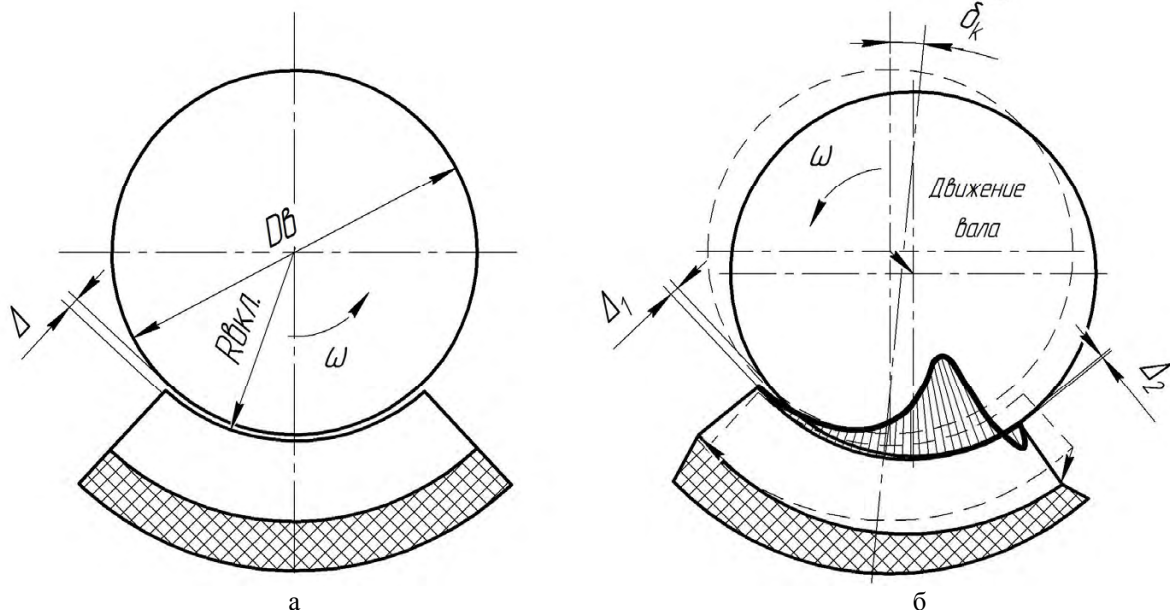


Рис. 1. Схема работы подшипника:

а – исходное положение; б – наполненная эпюра давлений при рабочем положении вкладышей

Совместно со смятием подложки из материала МР происходит движение вала ("всплытие"), чем достигается геометрия сужающегося зазора. Таким образом осуществляется автоматическая подстройка упруго-демпфирующих свойств МР при смене эксплуатационных нагрузок [2].

Идея применения упруго-пористого материала МР в конструкции подшипников не является инновационной. В трехслойном фторопластовом подшипнике скольжения конструкции А.М. Сойфера и Ю.И. Байбородова (СГАУ) использовалась эластичная подложка из материала МР [3]. Данный подшипник так же предназначен для высоконагруженных роторов турбомашин. На рис. 2 показана конструкция фторопластового подшипника: стальной жесткий корпус 1, упругий промежуточный слой из спрессованных спиралей 2 (МР), слой фторопласта 3.

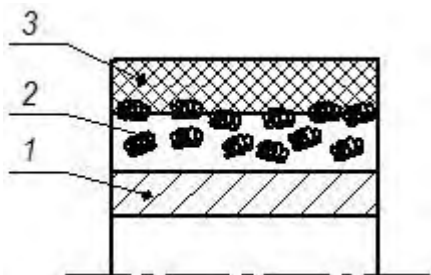


Рис. 2. Фторопластовый подшипник с эластичной подложкой из материала МР

Податливость и глубина проникновения фторопласта между спиральями регулируются за счёт выбора диаметров проволоки, проволоочной спирали, её шага и пористости спрессованного эластичного слоя. Отличительной особенностью гидродинамического подшипника, описываемого в данной статье, от фторопластового подшипника (рис. 2) являются недеформируемые вкладыши, осуществляющие свой поворот за счёт деформации упруго-пористого материала подвеса.

Пример конструкции упруго-демпфирующей опоры для подшипника с использованием радиальных вкладышей из материала МР, показан на рис.3. В расчетной модели упруго-деформационная характеристика материала МР задается функцией, связывающей давление с относительной деформацией [4]:

$$q = \frac{\bar{A} \cdot E \varepsilon}{1 - a \varepsilon}, \quad (1)$$

где q – удельное давление на поверхности вкладыша из материала МР (МПа);

E – модуль упругости проволоки, из которой изготовлен материал МР (МПа);

ε – относительная деформация упругого вкладыша из материала МР;

$\bar{A}$, a – безразмерные параметры деформационной характеристики, определяемые, соответственно, жесткостью и упругостью материала МР и зависящие от ряда конструктивных и технологических факторов, таких как параметры спирали (диаметр проволоки и относительный диаметр спирали), шаг спирали, плотность материала и др.



Рис. 3. Упруго-демпфирующая опора

Из опыта практического применения материала МР для упругих вкладышей подшипниковых узлов может использоваться проволока из сплава ЭИ-708А-ВИ ТУ14-1-1597-75 или стали 12Х18Н10Т по ТУ 2-2003- диаметром 0,15...0,2 мм, с относительным диаметром спирали (отношением диаметров спирали и проволоки) 10, относительной плотностью (отношением плотности материала МР к плотности материала проволоки) 0,35...0,4.

Определение зависимости характеристик потока смазки от угла поворота рабочего вкладыша подшипника скольжения

Целью расчета являлось определение вида зависимости характеристик течения смазки в рабочем зазоре от угла поворота вкладышей.

Расчетная модель представляет из себя 3D CAE модель зазора между рабочим вкладышем подшипника и вращающимся валом, созданную с помощью NX, ICEM CFD, ANSYS APDL, ANSYS CFX в соответствии со схемой, представленной на рис. 1.

Для расчета использовались модели рабочего зазора нагруженного вкладыша исследуемого подшипника, так как именно в нём возникают макси-

мальные давления. Вид искомой зависимости был получен в результате предварительных расчетов. В виду особенностей конструкции упругого подвеса поворот вкладышей в подшипнике будет осуществляться не относительно точечного или линейного шарнира, а в зависимости от направления равнодействующей сил, возникающих в рабочем зазоре подшипника. В процессе определения зависимости характеристик течения смазки в зазоре подшипника от значения угла поворота вкладыша были рассчитаны несколько моделей зазора при различных углах δ_k (таблица 1).

В результате расчетов модели рабочего зазора были получены зависимости распределений полного и статического давления смазки от величины угла поворота рабочего вкладыша δ_k .

Таблица 1

Величины угла поворота вкладышей в моделях для определения зависимостей $p, p^*(\delta_k)$

Положительные δ_k	Нулевой и отрицательный δ_k
0,00475 (для $\Delta_1 = 15$ мкм, $\Delta_2 = 10$ мкм)	0 (для $\Delta_1 =$ $= \Delta_2 = 10$ мкм)
0,0095 (для $\Delta_1 = 20$ мкм, $\Delta_2 = 10$ мкм)	- 0,00475 (для $\Delta_1 = 10$ мкм, $\Delta_2 = 15$ мкм)
0,01425 (для $\Delta_1 = 25$ мкм, $\Delta_2 = 10$ мкм)	
0,0191 (для $\Delta_1 = 35$ мкм, $\Delta_2 = 10$ мкм)	

Распределение статического давления по зазору подшипника при $\delta_k = 0,00191^\circ$ показано на рис. 4,

для всех положительных углов поворота сохраняется "пиковый" вид зависимости. Для небольших отрицательных углов, в частности, для $\delta_k = - 0,00475^\circ$ характер распределения давления утрачивает "пиковый" вид, вид зависимости при дальнейшем уменьшении угла стремится к линейному. Это связано с формированием "пиковой" эпюры давлений в зазорах различной геометрии, когда в сужающемся зазоре реализуется максимум давлений, сносящийся потоком в направлении вращения подвижной стенки, в равномерном или расширяющемся зазоре "пик" давления не проявляется.

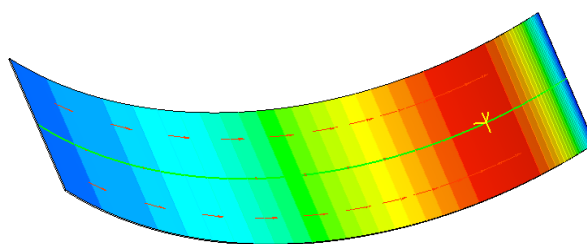


Рис. 4. Распределение давления для $\delta_k = 0,00191^\circ$

На рис. 5 представлены графики распределения статического давления по длине рабочего зазора подшипника, показано влияние угла поворота на характер распределения. С увеличением угла поворота вкладыша отношение величины зазора на выходе (Δ_2) к величине зазора на входе (Δ_1) увеличивается, при этом повышается величина максимума давления в зазоре (т.е. характер распределения давления становится более "пиковым"), координата которого смещается в сторону Δ_2 (в направлении вращения вала).

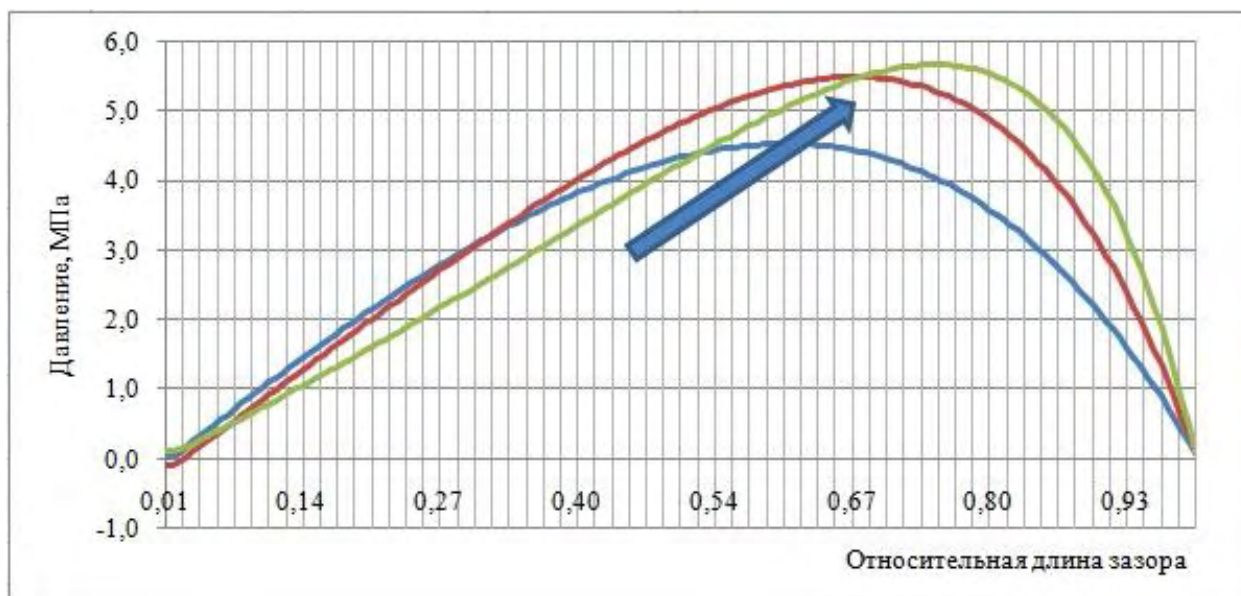


Рис. 5. Зависимость распределения давления от угла поворота вкладыша

В результате обработки рассчитанных величин давлений были получены зависимости координаты точки максимума (рис. 6). Согласно рис. 6 график максимума давлений бесконечно приближается к максимальной величине давлений, превысить которую с данными конструкцией рабочего зазора и эксплуатационными характеристиками невозможно.

На рис. 7 представлен график зависимости результирующей силы от угла $\delta_{\text{в}}$.

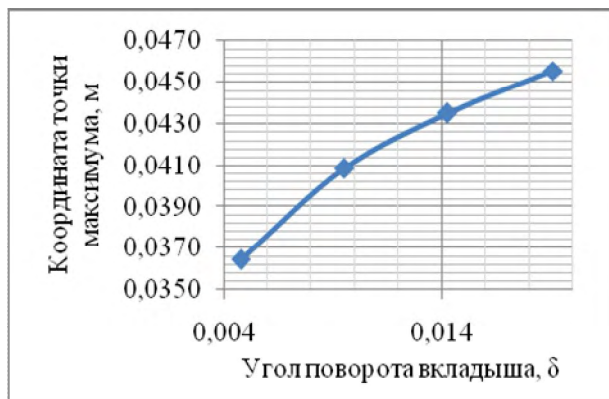


Рис. 6. Зависимость координаты максимума давлений от угла поворота вкладыша

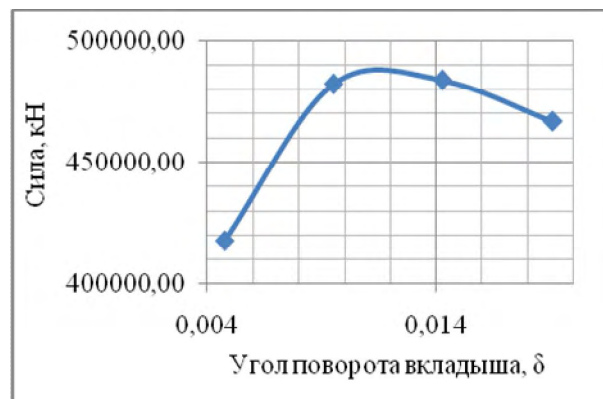


Рис. 7. Влияние угла поворота вкладыша на результирующую силу

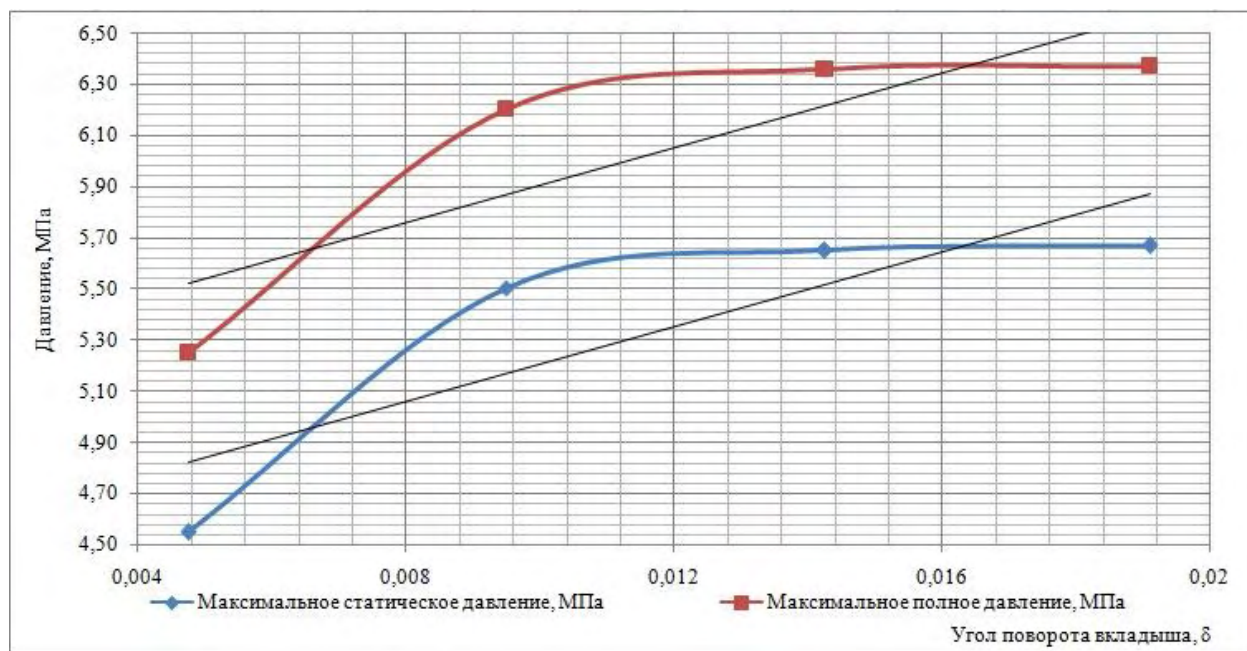


Рис. 8. Влияние угла поворота вкладыша на характер распределения давления по длине зазора

Выводы

1. Создаваемый подшипник - эффективное решение для высоконагруженных высокочастотных роторов с большой динамической устойчивостью, требующих большого ресурса подшипника.

2. Упругий подвес из материала МР производит автоматическую подстройку упруго-демпфирующих свойств МР при смене эксплуатационных нагрузок в подшипнике. Отличительной

особенностью предложенной конструкции от конструкции фторопластовых подшипников является наличие жестких вкладышей, меняющих угол своего расположения в зависимости от деформации упругого подвеса.

3. При проектировании подшипников предложенной конструкции следует искать параметры геометрии и эксплуатационных режимов, соответствующих оптимальному углу поворота вкладышей $\delta_{\text{в, опт}}$ для восприятия максимальной результирующей

щей силы подшипника (для проектирования подшипника максимальной несущей способности).

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Литература

1. Гордеев, В.Б. Сегментные гидродинамические подшипники скольжения сухого картера с расточкой вкладышей в радиус вала и упругим замыканием рабочего зазора [Текст] / В.Б. Гордеев: техн. отчёт № ТО-44-К-2007. – Самара: ОАО СКБМ, 2007. – 21 с.

2. Воскресенский, В.А. Расчет и проектирование опор жидкостного трения [Текст]: справ. / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков, А.З. Зиле. – М.: Машиностроение, 1983. – 232 с.

3. Чегодаев, Д.Е. Конструирование рабочих органов машин и оборудования из упругопористого материала МР [Текст]: учеб. пособие: В 2 ч. / Д.Е. Чегодаев, О.П. Мулюкин, Е.В. Колтыгин. – Самара: НПП "Авиатор", 1994. – 180 с.

4. Борисов, В.А. Деформационные характеристики упругих элементов из проволочного материала МР при сжатии [Текст] / В.А. Борисов, Ф.В. Паровай // Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе: докл. Междунар. науч.-техн. конф. – Самара: СГАУ, 1997. – С. 8-11.

Поступила в редакцию 25.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. кафедры производства двигателей летательных аппаратов Н.Д. Проничев, Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Россия.

ГІДРОДИНАМІЧНИЙ ПІДШИПНИК З ПРУЖНИМИ ПІДВІСОМ ВКЛАДИШІВ З МАТЕРІАЛУ МР

О.Ф. Паровай, Ф.В. Паровай

У статті описана конструкція сегментного гідродинамічного підшипника вільної турбіни двигуна для газоперекачування. Особливістю даного підшипника є пружний підвіс вкладишів з пористого матеріалу МР. Матеріал МР успішно використовується у фторопластових підшипниках і пружно-демпфіруючих опорах. Наявність пружного підвісу в конструкції підшипника нового типу дозволяє колодкам провертатися в радіальному напрямку, змінюючи тим самим характеристики підшипника автоматичним підстроюванням пружно-демпфіруючих властивостей підвісу з МР. У роботі також представлено результати дослідження впливу кута повороту вкладишів на характеристики робочого процесу.

Ключові слова: гідродинамічний підшипник, вкладиш, матеріал МР, кут повороту вкладишів, характеристики робочого процесу, пружний підвіс

HYDRODYNAMIC BEARING WITH MR ELASTIC SUSPENSION OF SEGMENTS

Ye.F. Parovay, F.V. Parovay

The paper describes the design of a hydrodynamic segment bearing placed in free turbine of gas pumping engine. A feature of this bearings is elastic suspension pads made of porous material MR. MR material has been successfully used in fluoroplastic bearings and elastic-damping supports. The presence of elastic suspension in the design of new type bearing can rotate pads in the radial direction, thus changing the characteristics of the bearing by automatic adjustment of MR suspension's elastic-damping properties. The paper also presents the results of investigation of the pads' rotation angle influence on the performance of the workflow.

Key words: hydrodynamic bearing, the insert (segment), MR material, rotation angle of inserts, workflow characteristics, resilient suspension.

Паровай Елена Фёдоровна – инженер отраслевой научно-исследовательской лаборатории "Вибрационная прочность и надёжность авиационных изделий" Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С.П. Королёва (национального исследовательского университета), Самара, Россия, e-mail: selena_pa@mail.ru.

Паровай Федор Васильевич - канд. техн. наук, доцент, главный инженер отраслевой научно-исследовательской лаборатории "Вибрационная прочность и надёжность авиационных изделий" Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С.П. Королёва (национального исследовательского университета), Самара, Россия, e-mail: parovai@mail.ru.

УДК 621.385.032

А.В. ЛОЯН, М.Ю. ТИТОВ, Е.П. СОЛОНИНКО

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

МИНИМИЗАЦИЯ НЕОДНОРОДНОСТИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПОЛЯ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ЭМИТТЕРОВ КАТОДОВ ЭРД

В данной работе представлены результаты численного моделирования распределения напряженности электрического поля (ЭП) по поверхности эмиттера при его испытаниях. В программном продукте Ansys 11 была реализована конечно-элементная модель устройства для исследования эмиссионных свойств. Проведенные расчеты показали, что форма и размеры элементов узла «анод - эмиттер» в устройстве по исследованию эмиссионных свойств могут вносить значительную неоднородность в распределение ЭП. Были проанализированы результаты расчетов и даны рекомендации, позволяющие минимизировать неоднородность ЕП.

Ключевые слова: напряженность электрического поля, эмиттер, анод, численный расчет.

Введение

Одним из важнейших характеристик эмиссионного материала полых катодов ЭРД является работа выхода, измерению которой посвящено большое количество работ [1-3]. Все они базируются на методике, в основу которой положена формула Ричардсона-Дэшмана с поправкой Шоттки на уско-ряющее поле [4].

Измерения проводят в области токов насыщения с последующей экстраполяцией к нулевому потенциалу. Эта формула справедлива и для не однородного по работе выхода эмиттера, но электрическое поле должно быть постоянно по поверхности образца. Неравномерность напряженности электрического поля E может вносить существенные искажения в измеряемую ВАХ промежутка, неопределенность при обработке экспериментальных результатов. Поэтому исследование неравномерности является необходимой задачей.

Предварительные исследования неравномерности электрического поля по поверхности эмиттера в устройстве описанном в [5] показали, что подобной требование выполняется не в полной мере. Поэтому были проведена исследовательская работа и найдены решения для повышения однородности электрического поля (ЕП) по поверхности эмиттера. В связи со сложностью интерпретации многих факторов, которые могут вносить неравномерность в распределение ЭП (процессы при эмиссии тока с поверхности эмиттера, структура рабочей поверхности эмиттера и т.д.) данная работа ограничивается минимизацией неравномерности распределения E в результате подбора формы и размеров элементов устройства для исследования эмиссионных материалов.

Исследование распределения напряженности E на поверхности эмиттера в зависимости от конфигурации элементов испытательного устройства осуществлялось численным методом в программном продукте Ansys 11.

1. Узел «анод-эмиттер»

Определяющими распределение электрического поля по поверхности эмиттера являются находящиеся в непосредственной близости от нее элементы устройства. Исходная схема этого узла «анода-эмиттера» представлена на рис. 1 и представляет собой цилиндрический эмиттер 4, на расстоянии h от рабочей поверхности которого расположен анод 5 (добавить размеры анода и отверстия). В аноде сделано отверстие, используемое для измерения температуры эмиттера. В основании эмиттера находится тонкостенный металлический экран 3. Элементы окружает металлическая стенка 2.

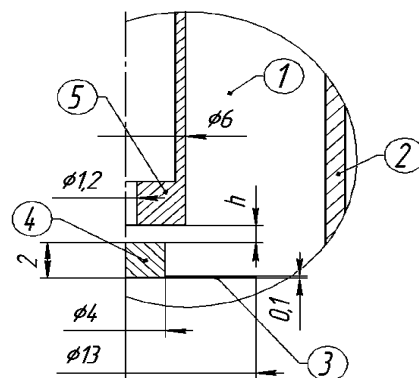


Рис. 1. Геометрическая модель узла «анод-эмиттер»: 1 — окружающее пространство (вакуум); 2 — металлическая стенка; 3 — экран; 4 — эмиттер; 5 — анод

2. Численная модель

Задача по расчету напряженности электрического поля E (электростатический анализ [6]) решалась в осесимметричном двухмерном виде. Расчетная область состоит из элементов конструкции (по рис. 1) и окружающего пространства (вакуум). Электрические свойства элементов задавались при помощи относительной диэлектрической проницаемости (для вакуума $\epsilon = 1$, для металлических элементов $\epsilon \gg 1$). В качестве нагрузок прикладывалась разность потенциалов между эмиттером и анодом.

2. Результаты расчета

На рис. 2 представлено распределение электрических потенциалов (напряжения) в расчетной области.

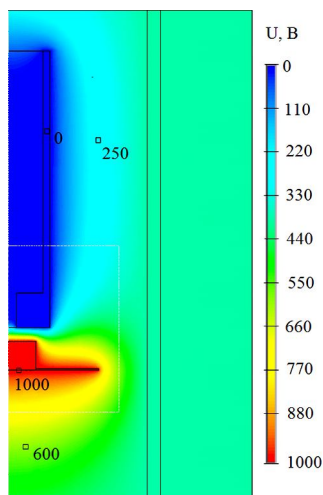


Рис. 2. Распределение электрического потенциала: (напряжение между эмиттером и анодом 1000В)

На рис. 3 и 4 представлены распределение напряженности электрического поля в рабочем зазоре (область между рабочей поверхностью эмиттера и анодом).

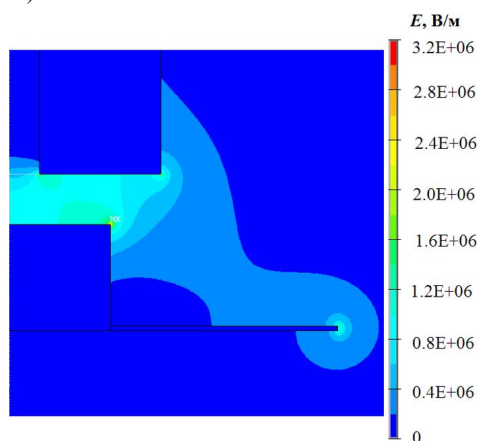


Рис. 3. Распределение величины напряженности ЭП

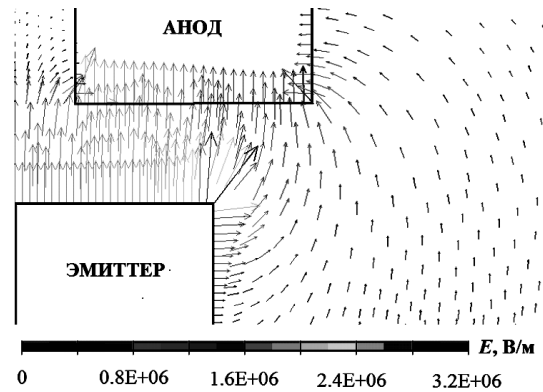


Рис. 4. Распределения вектора напряженности ЭП в рабочем зазоре

По полученному графику (рис. 5) видно, что распределение напряженности по поверхности эмиттера не является однородным, разница между минимальным и максимальным значением E может достигать порядка. Для количественной оценки однородности распределения E были введены два коэффициента:

$$k_{\min} = \frac{E_{\min}}{E_{\text{mid}}} \text{ и } k_{\max} = \frac{E_{\text{mid}}}{E_{\max}}, \quad (1)$$

где $E_{\min}$ и $E_{\max}$ – минимальное и максимальное значение E на поверхности эмиттера; E_{mid} – среднее арифметическое значение E .

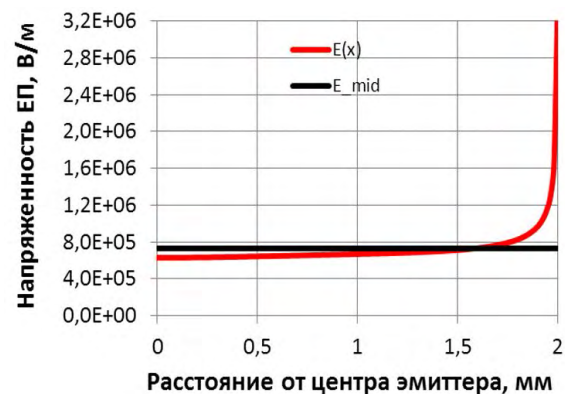


Рис. 5. Распределение напряженности ЭП по рабочей поверхности эмиттера

Для данной конфигурации узла коэффициенты $k_{\min}$ и $k_{\max}$ соответственно составили 0,86 и 0,23. Наибольшую неравномерность при данной конфигурации узла вносит краевой эффект – край эмиттера является концентратором электрического поля.

Снизить резкое увеличение E у края эмиттера и повысить равномерность его распределения удалось, установив экран 3 в уровень с рабочей поверхностью эмиттера (рис. 6, вариант II).

При этом $k_{\min}$ и $k_{\max}$ выросли до 0,96 и 0,98 соответственно.

На следующем этапе для варианта II было изучено влияние расстояния от рабочей поверхности эмиттера до анода h на распределение E по поверхности эмиттера.

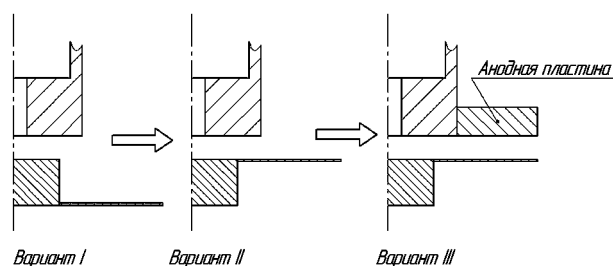


Рис. 6. Схемы узла «эмиттер-анод»

Оказалось, что для разных h на распределение E в большей или меньшей степени оказывают влияние различные геометрические факторы и форма распределения E меняется. Было выделены пять наиболее характерных видов распределения E (рис. 7 – 11).

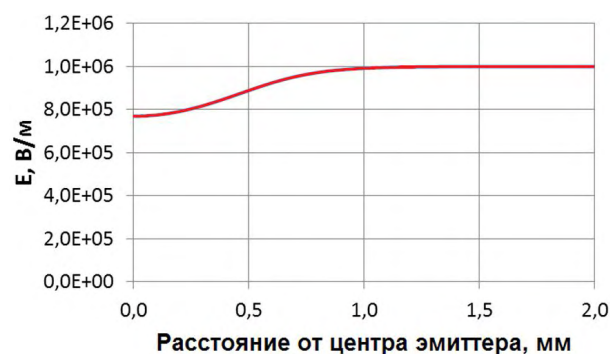


Рис. 7. Распределение E по поверхности эмиттера при расстоянии $h = 0,50$ мм

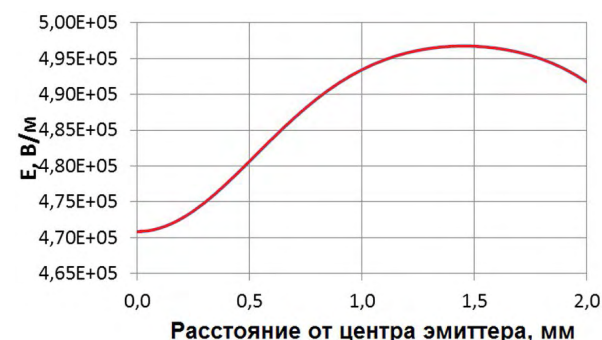


Рис. 8. Распределение E по поверхности эмиттера при расстоянии $h = 1$ мм

Так на расстояниях $h = 0,5...1$ мм на распределение E имеет сильное влияние отверстие в аноде – на рис. 7 показан провал напряженности E в центре эмиттера. Далее при увеличении h уменьшается влияние отверстия в аноде и вклад в неравномер-

ность вносит малый диаметр анода по отношению к диаметру эмиттера – на рис. 8 по поверхности эмиттера E уменьшается при приближении к краю эмиттера (уже на расстоянии $h = 2$ мм (рис. 9) отверстие в аноде не влияет на распределение напряженности E). Подобного эффекта удалось избежать, установив дополнительную анодную пластину (рис. 6, вариант III) и увеличив тем самым диаметр анода по отношению к диаметру эмиттера. При $h > 5,5$ мм и уже при $h = 7$ мм (рис. 11) форма кривой имеет другой вид (рис. 10 – промежуточный вид при $h = 6$ мм) – E уменьшается от центра к краю эмиттера. Дальнейшее увеличение h не приводит к изменению вида кривой распределения E .

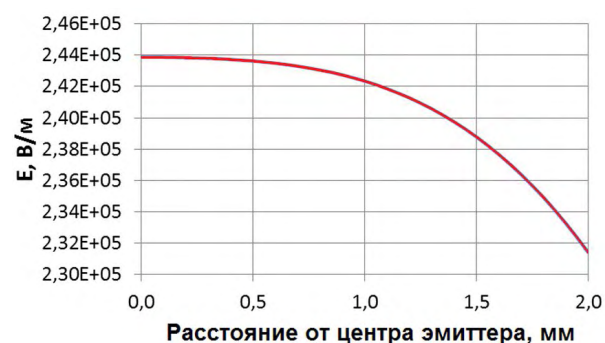


Рис. 9. Распределение E по поверхности эмиттера при расстоянии $h = 2$ мм

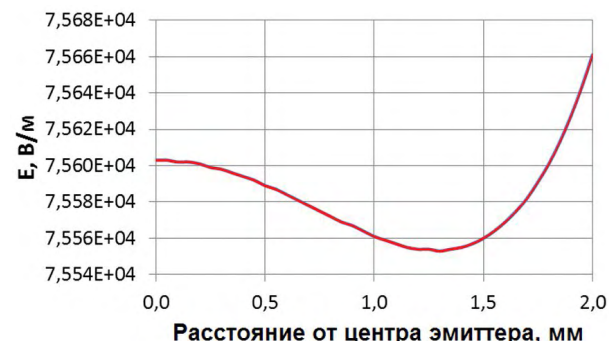


Рис. 10. Распределение E по поверхности эмиттера при расстоянии $h = 6$ мм

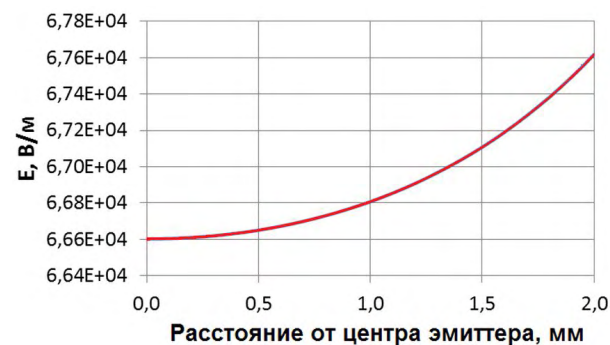


Рис. 11. Распределение E по поверхности эмиттера при расстоянии $h = 7$ мм

На рисунке 12 представлены зависимости коэффициентов равномерности $k_{\min}$ и $k_{\max}$ от расстояния h для двух вариантов схемы «анод-эмиттер» (варианты II и III). Для варианта II присутствуют 2 пика, при которых коэффициенты равномерности близки к единице – при $h=1,3$ мм и $h=6,0$ мм. С точки зрения как необходимости точной установки h для обеспечения высокой равномерности (при $h=1,3$ мм), так и потребности в высоковольтном источнике питания для обеспечения требуемого уровня напряженности E (при $h=6,0$ мм) вариант II является менее подходящим.

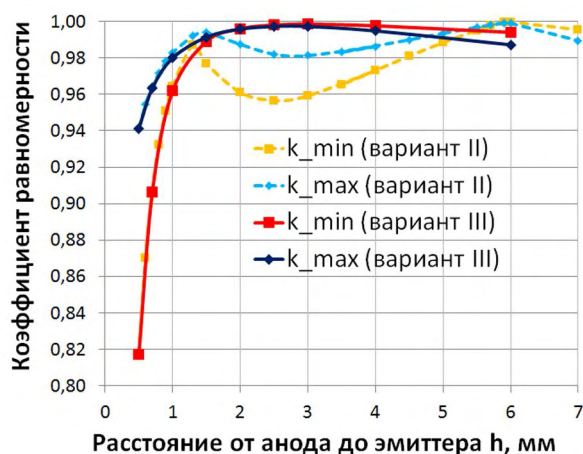


Рис. 12. Зависимость коэффициентов равномерности от расстояния h для двух вариантов узла II и III

Вариант III с дополнительной анодной пластиной при $h=2...4$ мм обладает высоким коэффициентом равномерности 0,995 и не имеет недостатков варианта II.

С технологической точки зрения расположить эмиттер (4) и экран (3) в уровень и без зазора не представляется возможным, поэтому был проведен численный эксперимент и определено влияние зазора на равномерность распределения (рис. 13).

Как можно увидеть из рис. 13 зазор между экраном и эмиттером может вносить существенную неравномерность в распределение E по поверхности эмиттера. Зазор 0,1 мм (на радиус) уменьшает коэффициенты $k_{\min}$ и $k_{\max}$ до 0,98 и 0,61 соответственно.

Выводы и планы дальнейших работ

В результате проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Форма и размеры элементов узла «анод-эмиттер» в значительной степени влияют на равномерность распределения напряженности электрического поля по поверхности эмиттера.
2. Для повышения равномерности распределения E необходимо устранять эффект концентрации

напряженности электрического поля на краях эмиттера. Этого можно добиться, установив металлический экран в уровень с рабочей поверхностью эмиттера. Кроме того необходимо устанавливать экран без зазора к эмиттеру.

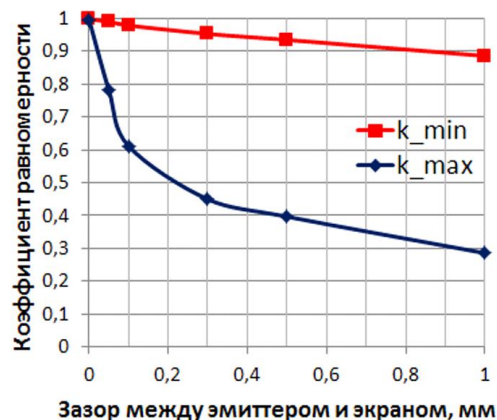


Рис. 13. Зависимость коэффициентов равномерности от зазора между эмиттером и экраном

3. Приемник электронного тока (анод) должен быть больше в диаметре, чем диаметр эмиттера как минимум в 2–3 раза.

4. Для данной конфигурации устройства расстояние между анодом и эмиттером должно быть 2...3 мм.

В результате проведенной работы были найдены решения, позволившие повысить равномерность распределения электрического поля на поверхности эмиттера с 0,86 до ~1. Однако остались некоторые факторы, степень влияния которых неизвестно. К ним, в частности, можно отнести погрешности позиционирования эмиттера и анода. В дальнейшем планируется их исследование и решение. Необходимо будет так же найти конструктивное решение компенсирующее зазор между экраном и эмиттером и обеспечивает равномерное распределение напряженности электрического поля.

Литература

1. Влияние структуры поверхности металлопористых катодов на их эмиссионные свойства [Текст] / Б.Ч. Дюбуа, А.Г. Михальченко, О.В. Поливникова, М.П. Темиряева // *Электронная техника: Сер. 1. СВЧ-техника*. – 2010. – Вып. 1 (504). – С. 25 – 34.
2. Росновская, Л.А. Эмиссионные свойства барий-стронциевых вольфрамовых катодов [Текст] / Л.А. Росновская, С.К. Тареева // *Электронная техника. Генераторные, модуляторные и рентгеновские приборы*. – 1969. – №1. – С. 61 – 65.
3. Росновская, Л.А. Металлопористые прессовано-пропитанные катоды на основе вольфрамово-

го порошка со сферической формой частиц [Текст] / Л.А. Росновская, Г.А. Гаврилова, С.Г. Шатрова // Электронная техника: Сер. 1. Электроника СВЧ. – 1971. – №7. С. 92 – 96.

4. Владимиров, Г.Г. Физическая электроника. Часть I. Термоэлектронная эмиссия [Текст]: учеб.-методическое пособие / Г.Г. Владимиров; Мин-во общ. и проф. образования Рос. Федерации, СПб гос. ун-т. – СПб.: Изд-во СПб. гос. ун-та, 2007. – 187 с.

5. Предварительные испытания La-B-Sc эмиттеров катодов ЭРД [Текст] / А.В. Лоян,

Н.Н. Кошелев, Е.П. Солонинко, Е.Г. Агеева // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – №8 (75). – С. 68-72.

6. Электронная версия руководства к ANSYS Fifth Edition, ANSYS Release 5.6 [Электронный ресурс] / ANSYS, Inc., ANSYS, Inc. is a UL registered ISO 9001: 1994 Company, 1999. – Режим доступа: <http://www.gobookee.net/welding-by-ansys-tutorial/>. – 4.06.2013.

Поступила в редакцию 4.06.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. кафедры А.И. Оранский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина.

МІНІМІЗАЦІЯ НЕОДНОРІДНОСТІ ЕЛЕКТРИЧНОГО ПОЛЯ ПРИ ВИПРОБУВАННЯХ ЕМІТЕРІВ КАТОДІВ ЕРД

А.В. Лоян, М.Ю. Тітов, Є.П. Солонинко

У даній роботі представлені результати чисельного моделювання розподілу напруженості електричного поля (ЕП) по поверхні емітера при його випробуваннях. У програмному продукті Ansys 11 була реалізована кінцево-елементна модель пристрою для дослідження емісійних властивостей. Проведені розрахунки показали, що форма і розміри елементів вузла «анод - емітер» у пристрої з дослідження емісійних властивостей можуть вносити значну неоднорідність у розподіл ЕП. Були проаналізовані результати розрахунків і дані рекомендації, що дозволяють мінімізувати неоднорідність ЕП.

Ключові слова: напруженість електричного поля, емітер, анод, чисельний розрахунок.

ELECTRIC FIELD HETEROGENEITY MINIMIZATION DURING TESTS OF EMITTERS IN ELECTRIC PROPULSION CATHODES

A.V. Loyan, M.Y. Titov, E.P. Solonynko

This paper presents results of numerical modeling of the distribution of the electric field (EF) on the surface of the emitter at its test. In the software product Ansys 11 it was implemented the finite element model of the device for study of emission properties. The calculations showed that the shape and size of a unit "anode - emitter" in the device of emission properties investigation can make a significant heterogeneity in the distribution of the EF. We analyzed the results and gave recommendations for minimization of heterogeneity of EF.

Key words: electric field strength, emitter, anode, numerical calculation.

Лоян Андрей Витальевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. кафедры 401 Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: a.loyan@khai.edu.

Титов Максим Юрьевич – инженер каф. 401 Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: titov@d4.khai.edu.

Солонинко Евгений Павлович – аспирант каф. 401 Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: solonynkoyevgen@gmail.com

УДК 621.373.8

Д.Г. ФЕДОРЧЕНКО, А.В. ГЛАДКОВ, В.А. СОЛЯННИКОВ, А.И. ЖУЖУКИН

ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара, Россия

СПЕКЛ – ИНТЕРФЕРОМЕТР ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Описана конструкция спекл-интерферометра, разработанного для исследования колебаний облопаченных колёс газотурбинных двигателей. Оптическая схема спекл – интерферометра и исследуемый объект размещены на массивной голографической платформе. Для выравнивания соотношения интенсивностей опорного и предметного пучков в центре и на периферии поверхности исследуемой крупногабаритной детали в оптической схеме интерферометра применён оптический растр. Для повышения контраста интерференционных полос в оптической схеме использован поляризационный фильтр. Получены формы колебаний колеса турбины 1-ступени одного из авиационных двигателей.

Ключевые слова: спекл – интерферометрия, формы колебаний, измерение вибраций, лазерные спеклы.

Введение

Анализ эксплуатационной надёжности газотурбинных двигателей (ГТД) показывает, что в большинстве случаев их работоспособность и ресурс определяются состоянием лопаток и дисков ротора. Наиболее опасными дефектами этих деталей являются усталостные трещины, вызванные резонансными колебаниями, в связи с чем возникает задача по исследованию собственных частот и форм колебаний облопаченных колёс ГТД.

Наиболее полную и достоверную информацию о вибрационных характеристиках элементов конструкций дают методы голографической [1] и цифровой спекл – интерферометрии [2 – 4]. В последнее время исследование вибрационных характеристик деталей ГТД наиболее эффективно проводятся методами цифровой спекл – интерферометрии, которые менее требовательны к виброзащищённости оптической схемы и при этом исключают использо-

вание высокоразрешающих фотохимических средств регистрации. Однако приведённые в работах [3, 4] цифровые спекл – интерферометры (ЦИ) позволяют исследовать колебания только отдельных деталей, таких как рабочие и направляющие лопатки ГТД. Вместе с тем на практике остро стоит проблема обеспечения вибрационной прочности рабочих колёс турбомашин, которые являются одними из наиболее напряжённых элементов ГТД [5]. В работе [6] для исследования колебаний крупногабаритных конструкций разработан ЦСИ с использованием импульсного лазера. Однако применение специальных дорогостоящих телекамер, высокая стоимость импульсного лазера и блока синхронизации значительно ограничивают использование таких установок на практике. На ОАО «КУЗНЕЦОВ» разработан ЦСИ для исследования колебаний крупногабаритных деталей и узлов ГТД на базе непрерывного лазера (рис. 1). При этом использован интерферометр с разделёнными пучками и гладкой опорной волной.



Рис. 1. Спекл – интерферометр для исследования колебаний крупногабаритных деталей и узлов ГТД

Результаты исследований

Главной особенностью созданного ЦСИ является то, что оптическая схема и исследуемый объект размещены на голографической платформе размером 3х5 м, массой 14 т, находящейся на каучуковых подушках. Использование интерферометра с достаточно большими оптическими путями предъявляет более жёсткие требования по виброзащищённости оптической схемы, так как в этом случае небольшие колебания отражающих зеркал интерферометра приводят к значительным изменениям разности хода между опорным и предметным пучками.

Для исследования колебаний крупногабаритных объектов в качестве источника когерентного излучения могут быть использованы как гелий – неоновые лазеры типа ЛГН – 222, с длиной волны излучения 632,8 нм, мощностью 50 мвт, так и твердотельные лазеры непрерывного действия LCS – DTL – 317 - 50 с длиной волны излучения 532 нм, мощностью 50 мвт. Использование твердотельных лазеров предпочтительнее, так как они обладают значительно большей длиной когерентности, что облегчает настройку интерферометра. Оптическая схема разработанного ЦСИ приведена на рис. 2.

Установка работает следующим образом: излучение лазера 1 с помощью светоделителя 2 разделяется на два когерентных пучка – опорный и предметный. Опорный пучок с помощью поворотных зеркал 3,4 направляется на линзу 5, представляющую собой микрообъектив. После микрообъектива 5 расширенный пучок направляется на положительную линзу 6. С помощью линзы 6 расходящийся

опорный пучок преобразуется в сходящийся и направляется на оптический клин 7, расположенный перед объективом 13 телекамеры 14. Отразившись от передней грани клина, опорный пучок через объектив 13 попадает на светочувствительную матрицу телекамеры 14. Взаимной юстировкой оптического клина 7, линзы 6 необходимо добиться, чтобы опорная волна сходилась по оси объектива в точку в плоскости диафрагмы объектива 13.

Предметный пучок формируется из проходящей через светоделитель 2 части исходного пучка, расширяется с помощью микрообъектива 8 и, проходя через оптический растр 9, освещает исследуемый объект 10, находящийся на оптической оси объектива 13 телекамеры 14. Поляризационный фильтр 11 устанавливается, как описано в работе [7]. В результате на светочувствительной матрице телекамеры 14 регистрируется результирующая интерференционная картина спекл – структуры, образованной диффузной поверхностью исследуемого объекта 10 и гладкой опорной волной. Размер диафрагмы 12 объектива 13 должен быть установлен таким образом, чтобы характерный размер регистрируемых субъективных спеклов был больше или равен размеру элементарной ячейки светочувствительной матрицы телекамеры 14.

С помощью описываемой установки проведены исследования резонансных колебаний колеса 1-й ступени турбины одного из авиационных двигателей. Для расклинивания рабочих лопаток в исследуемом колесе с входной и выходной сторон устанавливались технологические клинья между диском и баллончиками лопаток.

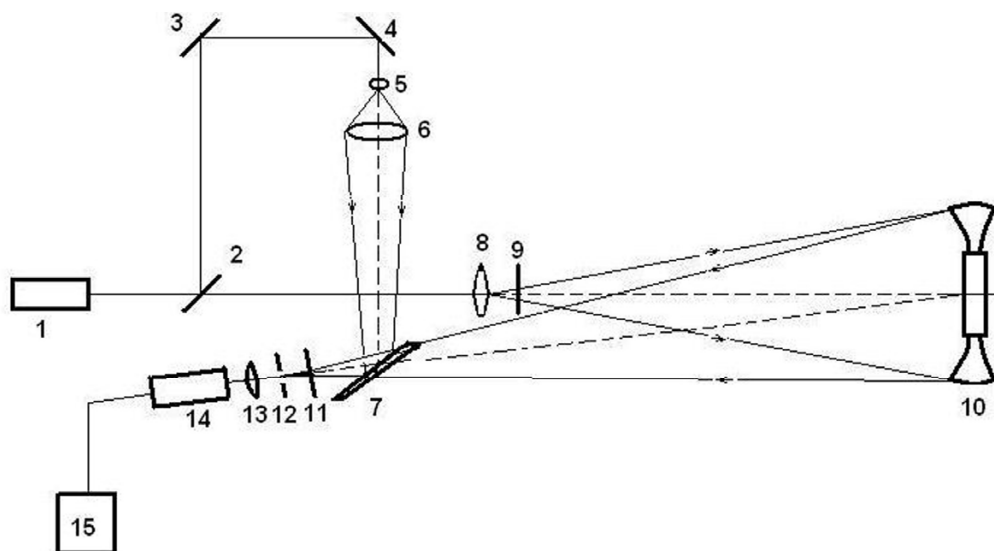


Рис. 2. Оптическая схема спекл – интерферометра с гладким опорным пучком для исследования крупногабаритных деталей и узлов ГТД:

1 – лазер; 2 – делитель пучка; 3,4 – поворотные зеркала; 5,6 – линзы; 7 – оптический клин; 8 – расширительная линза; 9 – оптический растр; 10 – исследуемый объект; 11 – поляризационный фильтр; 12 – диафрагма; 13 – объектив телекамеры; 14 – телекамера; 15 – персональная ЭВМ

Расклинное колесо крепилось 8 болтами к специально изготовленной установочной плите. Установочная плита с колесом с помощью четырёх болтов притягивалась к силовой раме, установленной на плите голографического интерферометра. Возбуждение колебаний колеса осуществлялось в осевом направлении с помощью электродинамического вибратора ВЭДС – 10А. Возбуждающее усилие от подвижной платформы возбуждателя передавалось колесу с помощью переходника, который жёстко связан с подвижной платформой. Точка контакта переходника с колесом располагалась в плоскости полотна диска колеса. Частота возбуждения подаваемого на вибратор фиксировалась по цифровому табло частотомера ЧЗ – 32. Акустический сигнал отклика колеса на возбуждающее усилие регистрировался микрофоном МК – 102, установленным вблизи колеса, усиливался шумомером RFT 00 017 и подавался на вход электронного осциллографа С1 – 83, на который одновременно поступал сигнал от звукового генератора, возбуждающего колебания. При сканировании частоты возбуждения, в момент резонанса, резко возрастает уровень сигнала отклика, а на экране осциллографа возникает фигура Лиссажу. Резонансная частота определялась при максимальном уровне сигнала отклика по индикатору шумомера.

При колебаниях объекта на резонансной частоте, яркость наблюдаемого на экране монитора усреднённого за время ввода (40 мс) спекл – изображения в любой точке экрана (x, y) описывается выражением [4]:

$$B(x, y) = b \left[\langle I_O \rangle + \langle I_S \rangle + 2\sqrt{\langle I_O \rangle \langle I_S \rangle} \cdot J_0 \left(\frac{4\pi A(x, y)}{\lambda} \right) \cdot \cos(\varphi_O - \varphi_S) \right], \quad (1)$$

где b – коэффициент, зависящий от параметров системы ввода;

$\langle I_O \rangle, \langle I_S \rangle$ – усреднённая за время ввода яркость опорного и предметного пучков;

J_0 – функция Бесселя первого рода нулевого порядка;

$A(x, y)$ – амплитуда колебаний поверхности в точке (x, y) ;

φ_O, φ_S – фаза опорного и предметного пучков в точке (x, y) .

Для получения высококонтрастной картины полос применяется метод вычитания изображений. Для этого спекл – изображение, соответствующее выражению (1), заносится в память компьютера. Фаза опорного пучка сдвигается на π , как описано в работе [3]. На экране монитора при этом наблюдается интерференционная картина аналогичная первой,

но на месте светлых спеклов размещаются тёмные и наоборот. Далее второе изображение вычитается по модулю из первого, хранящегося в памяти. В результате на экране монитора наблюдается изображение контрастной интерференционной картины, яркость которого может быть описана выражением [4]:

$$\Delta B = 4b \left[\langle I_O \rangle \langle I_S \rangle J_0^2 \left(\frac{4\pi A(x, y)}{\lambda} \right) \cdot \cos^2(\varphi_O - \varphi_S) \right]^{1/2}. \quad (2)$$

Контраст получаемых таким образом интерференционных полос высок и позволяет оценить величину $A(x, y)$ в каждой точке поверхности объекта. При нормальных колебаниях поверхности объекта это выражение дает такое же расположение интерференционных полос, как и в случае голографической интерферометрии.

В работе [2] показано, что соотношение сигнал/шум на спекл – интерферограмме для ЦСИ с гладким опорным пучком определяется следующим выражением:

$$\frac{S}{N} = \frac{4b \sqrt{\nu} \mu \cdot I_{i \text{ на}}}{1 + \nu + 2 \cdot \left(1 + \frac{\nu^2}{250} + 2\nu \right)^{1/2}}, \quad (3)$$

где μ – коэффициент, определяемый устройством ввода;

ν – соотношение интенсивностей опорного и предметного пучков;

$I_{i \text{ на}}$ – интенсивность насыщения телекамеры.

Анализ выражения (3) показывает, что наиболее оптимальным ($S/N - \max$) является случай, когда $\nu = 2$. Генерируемое лазером когерентное излучение имеет гауссовский профиль, то есть в центре пучка мощность излучения максимальна, на краях пучка мощность падает. Это приводит к дополнительным трудностям при записи спекл – интерферограмм крупногабаритных объектов, так как в этом случае освещённость в центре исследуемой детали будет больше, чем на краях детали. В результате может возникнуть значительная разница в соотношении интенсивностей опорного и предметного пучков в центре детали и на периферии, что приводит на некоторых участках исследуемого объекта в соответствии с выражением (3) к падению соотношения S/N .

Применение оптического растра позволяет в значительной степени устранить этот недостаток. Оптический растр представляет собой совокупность микролинз, размещённых на одной, как правило, плоской поверхности. На рис. 3 приведён пример,

когда колесо турбины освещено без растра и с применением растра.

В случае, когда для освещения объекта применён оптический растр (рис.3б), поверхность исследуемой детали освещена более равномерно. Это яв-

ляется необходимым условием для получения качественных спекл – интерферограмм.

Описываемый интерферометр позволяет эффективно и оперативно исследовать вибрационные характеристики облопаченных колёс ГТД (рис. 4).

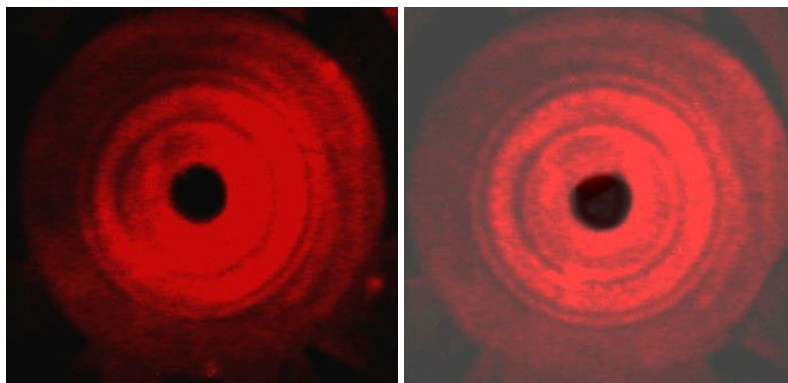


Рис. 3. Примеры освещения колеса турбины лазерным излучением:
а – без использования растра; б – с применением растра

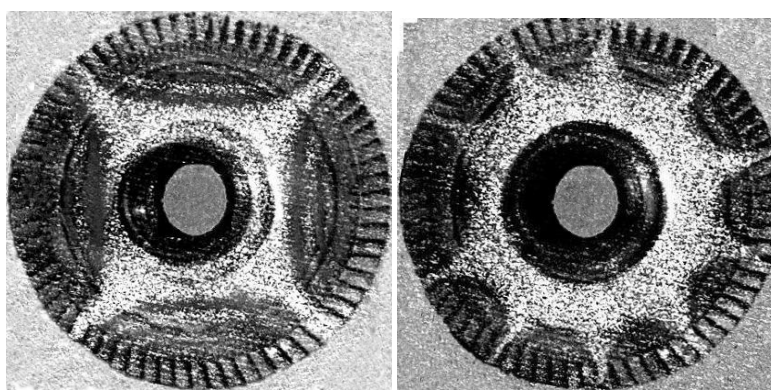


Рис.4. Частоты и формы колебаний колеса турбины 1-й ступени

Выводы

1. Разработана методика и создан стенд для исследования собственных частот и форм колебаний крупногабаритных узлов ГТД методом цифровой спекл-интерферометрии, позволяющие исследовать связанные колебания лопаток и диска в колёсах турбин и компрессоров.

2. Применение растра в оптической схеме ЦСИ позволило получить спекл-интерферограммы, на которых интерференционные полосы видны по всей поверхности исследуемой конструкции.

3. Разработанный ЦСИ для исследования колебаний крупногабаритных объектов эффективно использован при прочностной доводке колеса турбины

1-й ступени одного из авиационных ГТД для определения его вибрационных характеристик.

Литература

1. Макаева, Р.Х. Использование голографической интерферометрии для диагностики технического состояния деталей турбомашин [Текст] / Р.Х. Макаева // Изв. вузов. Авиаци. техника. - 2008. - №2. - С. 72 – 74.
2. Джоунс, Р. Голографическая и спекл-интерферометрия [Текст] / Р. Джоунс, К. Уайкс. - М.: Мир. 1986. - 328 с.
3. Еленевский, Д.С. Лазерно-компьютерная система анализа спекл-интерферограмм вибрирующих объектов [Текст] /Д.С. Еленевский, Ю.Н. Шапош-

ников // Изв. Самарского научного центра РАН. - 1999. - № 1. - С. 134-136.

4. Комаров, С.Ю. Помехоустойчивый цифровой спекл – интерферометр для виброметрии объектов на основе метода усреднения во времени [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 01.04.01/ Комаров Сергей Юрьевич. - Самара, 2004. - 234 с.

5. Иванов, В.П. Колебания рабочих колёс турбомашин [Текст] / В.П. Иванов. - М.: Машиностроение, 1983. - 224 с.

6. Pedrini, G Digital double pulsed TV-holography [Text] / G. Pedrini, H. Tiziani, Y. Zou // Optics and Lasers in Engineering. - 1997. - № 26. - P. 199-219.

7. Жужукин, А.И. Применение поляризационного фильтра для повышения соотношения сигнал/шум на спекл – интерферограммах [Текст] / А.И. Жужукин, В.А. Соляников // Компьютерная оптика. - 2011. - Т. 35, №2. - С. 220 – 223.

Поступила в редакцию 27.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. кафедры АСЭУ Н.Д. Быстров, Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара, Россия.

СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТР ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ДЕТАЛЕЙ І ВУЗЛІВ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

Д.Г. Федорченко, О.В. Гладков, В.А. Соляников, А.І. Жужукин

Описано конструкцію спекл-інтерферометра, розробленого для дослідження коливань облопачених коліс газотурбінних двигунів. Оптична схема спекл-інтерферометра і дослідний об'єкт розташовані на масивній голографічній платформі. Для вирівнювання співвідношення інтенсивностей опорного і предметного пучків в центрі і на периферії поверхні досліджуваної великогабаритної деталі в оптичній схемі інтерферометра застосовано оптичний растр. Для підвищення контрастності інтерференційних смуг в оптичній схемі використано поляризаційний фільтр. Отримані форми коливань колеса турбіни 1 ступеня одного з авіаційних двигунів.

Ключові слова: спекл-інтерферометрія, форми коливань, вимірювання вібрацій, лазерні спекли.

SPECKLE-INTERFEROMETER FOR GAS TURBINE ENGINE LARGE-SIZE PARTS AND COMPONENTS VIBRATIONS STUDY

D.G. Fedorchenko, A.V. Gladkov, V.A. Solyanikov, A.I. Zhuzhukin

The article gives the description of a speckle-interferometer designed and developed for gas turbine engine bladed wheels vibrations study. Optical scheme of speckle-interferometer and the object of study are on the massive holographic platform. An optic raster is included into interferometer optic scheme for equalizing reference and object bunches intensities correlation in the center and on periphery of a large-size part surface being studied. A polarizing filter is used in the optic scheme for increase of interference bands contrast. Engine turbine stage-1 wheel vibration modes were obtained and are given in the article.

Key words: speckle interferometry, vibration modes, vibration measurement, laser speckles.

Федорченко Дмитрий Геннадьевич – канд. техн. наук, Генеральный конструктор ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара, Россия, e-mail: gk_okb@kuznetsov-motors.ru.

Гладков Александр Владимирович – начальник научно – исследовательского лабораторного комплекса ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара, Россия, e-mail: cntkknio@yandex.ru.

Соляников Виктор Анатольевич - канд. техн. наук, начальник конструкторского научно – исследовательского отделения ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара, Россия, e-mail: cntkknio@yandex.ru.

Жужукин Анатолий Иванович - канд. техн. наук, инженер – конструктор, ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара, Россия, e-mail: cntkknio@yandex.ru.

УДК 535 (023)

В.И. РЯБКОВ, Н.Г. ТОЛМАЧЕВ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ОТКРЫТ ЛИ БОЗОН ХИГГСА?**

Проанализированы результаты исследований на Большом адронном коллайдере (БАК), полученные в 2011 и 2012 и обнародованные на семинаре в ЦЕРНе 4 июля 2012 г. Показано, что обнаруженная в БАКе частица ни по величине спина, ни по энергии, ни по устойчивости, ни по параметрам гравитационных свойств не может претендовать на “частицу Бога”. Для обнаружения бозона Хиггса предложена суперсимметричная модель энергетического взаимодействия квантов “темной” массы и “светящегося” вещества. Показано, что бозон Хиггса образовался в момент Большого взрыва, обладает колоссальной энергией, чрезвычайно устойчив, является источником гравитационного взаимодействия, наделяет массой элементарные частицы, что и позволяет именовать его “частицей Бога”.

Ключевые слова: большой адронный коллайдер, бозон Хиггса, “темная” масса, суперсимметричная, квантовоэнергетическая модель.

Введение

Крупнейшим научным открытием 2012 г. условно, является обнаружение бозона Хиггса. Его иногда называют “частицей Бога”, поскольку эта частица находится в самом начале наблюдаемого мироздания. Для его «поимки» создан Большой адронный коллайдер (БАК). В реализации этого проекта участвуют 48 стран мира, на его проектирование, строительство и отладку ушло примерно 20 лет и более 15 млрд. долларов.

Регулярные эксперименты на БАКе начинались с 2011 года на половину его расчетной энергии равной 7 ТэВ.

4 июля 2012 на специальном семинаре в ЦЕРНе представлены новые данные по поиску хиггсовского бозона на Большом адронном коллайдере. Исследователи, работающие на БАКе, показали, что намеки на бозон Хиггса, появившиеся в 2011 году [1, 2], подтверждены и данными 2012 года. Церновский вывод таков: **хиггсовский бозон можно считать открытым** (рис. 1).

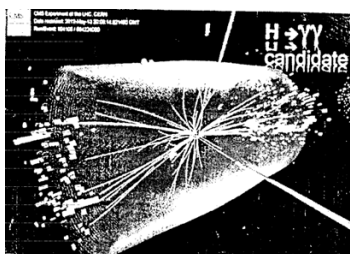


Рис. 1. Одно из событий, принятое за рождение хиггсовского бозона и его распад на два фотона, зарегистрированных детектором CMS.

Изображение из доклада 4 июля

Постановка задачи

Судя по приведенным 4 июля 2012 года данным, параметры вновь открытой частицы недостаточно отчетливо обозначены, кроме её массы. Сомнительной является и философия её поиска путем членения протонов, которые по массе более чем на два порядка меньше массы бозона Хиггса, да и возникли они, как следствие его существования.

С учетом таких обстоятельств целью данной работы является сравнительная оценка параметров бозона Хиггса, полученных экспериментальным путем в БАКе и с помощью суперсимметричных квантово-энергетических моделей, одним из объектов которых являются кванты “темной” массы.

Параметры бозона Хиггса, полученные с помощью исследований в БАКе (2012г.)

После процедуры объявления об открытии этой фундаментальной частицы, естественно возникли вопросы: точно ли этот бозон открыт? Почему физики уверены, что это именно хиггсовский бозон, а не что-то иное?

Одной из важных проверок на “хиггсовость” является измерение спина найденной частицы. Как уже говорилось, спин бозона этого типа должен быть нулевым. Однако докладчики 4 июля 2012 года никаких результатов на этот счет не предъявляли.

Вторым направлением проверки полученных результатов на достоверность обнаружения бозона Хиггса являются последствия образования масс частиц микромира [4]. Если это “частица Бога”, то результатом ее существования должны быть вновь образованы нейтроны, протоны и даже новые химические элементы.

Исследователи, работающие на БАКе, обнаружили, что новая частица очень быстро распадается по четырем возможным каналам:

- на кварк-антикварковую пару: $H \rightarrow b\text{-анти-}b$;
- на промежуточных Z бозона (например, $H \rightarrow Z Z^* \rightarrow e^+ e^- \mu^+ \mu^-$);
- на два фотона: $H \rightarrow \gamma \gamma$;
- на два тау-лептона или на два W - бозона.

Путем анализа результатов экспериментов по этим каналам распада установлено, что вся область масс, за исключение узкого окна от 122,5 до 127 ГэВ исключена на уровне достоверности 95%. Измерение массы бозона показало значение $125,3 \pm 0,6$ ГэВ (рис. 2).

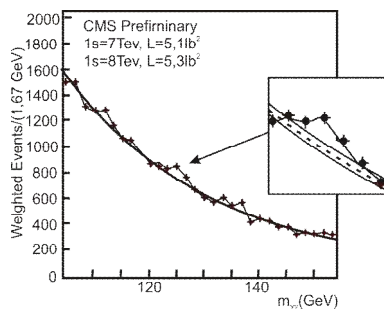


Рис. 2. Хиггсовский сигнал в канале распада на два фотона. Изображение из доклада 4 июля

Весьма сложным является вопрос: почему физики уверены, что обнаруженная частица – тот самый хиггсовский бозон, который они хотят найти? Надо отдать им должное: свой результат они формулируют достаточно честно: “Observation of an Excess of Events in the Search for the Standard Model Higgs boson” (“Наблюдение превышения количества событий в процессе поиска стандартного хиггсовского бозона”).

Так что же обнаружили исследователи с помощью столкновения протонов в Большом адронном коллайдере? Конечно же, не бозон Хиггса, поскольку эта микрочастица:

- не обладает нулевым спином;
- не образует масс адронов;
- не обладает устойчивостью свойств и быстро распадается;
- не имеет ярко выраженных гравитационных свойств, и поэтому не может претендовать на роль “частицы Бога”.

С учетом таких обстоятельств она не может быть и первоисточником Новой физики, ради которой и создавался Большой адронный коллайдер. Да это было ясно еще в самом начале функционирования БАКа, поскольку исследователи даже приблизительно не знали “где” искать бозон Хиггса. Выбранная ими модель членения протонов путем их столкновения в принципе не может привести к об-

наружению частицы, из которой и произошли сталкиваемые протоны. Т.е. поиски бозона Хиггса в составе хорошо наблюдаемого нами “светящегося” вещества является бесперспективным, т.к. все основные микрочастицы, из которых оно состоит, образованы в свое время “частицей Бога”.

Чтобы точнее понять “где” же искать бозон Хиггса следует обратить внимание на достижения естествознания в понимании структуры материи.

Параметры бозона Хиггса, полученные с помощью суперсимметричных квантово-энергетических моделей (2007 г.)

Основой для такого направления исследований послужили результаты оценки температуры остаточного космического излучения, после Большого взрыва полученные в самом конце двадцатого века [5, 6]. С учетом таких исследований появились так называемые “карты Уилкинсона” (рис. 3, а), согласно которым материя всей Вселенной состоит примерно на 4 % из наблюдаемого “светящегося” вещества, на 26 % – из “темной” массы и на 70 % – из “темной” энергии (рис. 3, б).

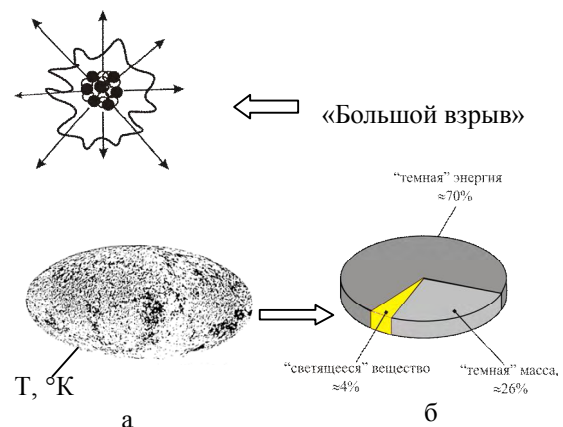


Рис. 3. Материальный баланс “светящегося” вещества, “темной” массы и “темной” энергии во Вселенной: а – распределение температур космического излучения (карты Уилкинсона), б – соотношение материальных источников [6]

Результаты такой оценки признаны в научных кругах достоверными и послужили исходными для новой гипотезы би-вещества (рис. 4), состоящего из барионного и тахионного квантов, каждый из которых обладает потенциальной ($E_{пб}$, $E_{пт}$) и кинетической ($E_{кб}$, $E_{кт}$) энергиями, а часть энергии ($\Delta E_б$, $\Delta E_т$) они затрачивают на взаимодействие друг с другом, (рис. 5).

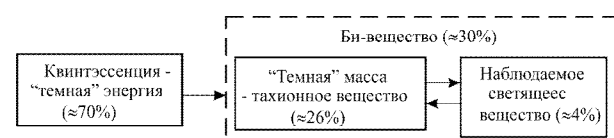


Рис. 4. Структурный состав би-вещества [7]

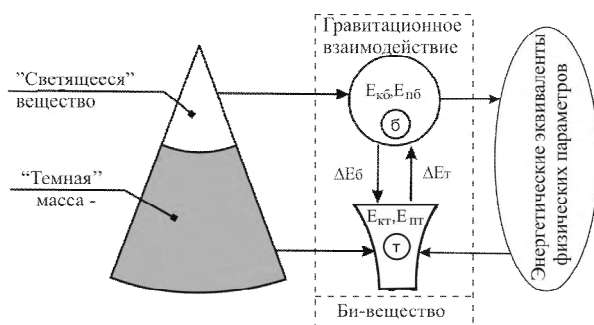


Рис. 5. Квантово-энергетическая модель [7] взаимодействия барионного (б) и тахионного (т) кванто: E_k и $E_{пк}$ – кинетические и потенциальные энергии квантов; $\Delta E_{б,т}$ – работы квантов, затрачиваемые на взаимодействие

При этом барионный квант (б) идентифицирует наблюдаемое “светящееся” вещество со всеми установленными на сегодня физическими параметрами: массой (M_b), температурой (T_b), давлением (P_b) и максимальной скоростью взаимодействия – скоростью света C .

Тахионный же квант идентифицирует собой “темную” массу со скоростями взаимодействия, большими скорости света.

Использование энергии в качестве инварианта всех преобразований, принципа суперсимметрии, а также законов термодинамики позволило идентифицировать все основные параметры (массы, скорости, плотности и т.д. и т.п.) взаимодействующих квантов в виде их энергетических эквивалентов (табл. 1). При этом энергетическое измерение получили все изначальные величины в системе СИ, т.е. массы

(кг), радиусы (м) и времена взаимодействий (с), а затем и все другие производные параметры, такие, как скорости ($m \cdot s^{-1}$), объемы (m^3), плотности ($kg \cdot m^{-3}$) и т.п.

Анализ полученных зависимостей показал, что каждый из параметров рассматриваемых квантов имеет свой индивидуальный эквивалент взаимодействующих энергий. Но есть и такие, как числа Авогадро, газовые постоянные и силы взаимодействия, которые полностью идентичны как в барионном, так и тахионном квантах. В этом и проявилась одна из особенностей суперсимметричности.

Для численной оценки параметров вещества в кванте “темной” массы предложен принципиально новый метод с учетом влияния термодинамических условий на свойства и параметры вещества в гравитационном и электромагнитном взаимодействиях.

Этот метод [8] базируется на использовании квантово-энергетических эквивалентов (см. табл. 1), принципа суперсимметрии, закона сохранения энергий в каждом из квантов ($\Delta E_k = E_k - E_{пк}$), а также численных значений фундаментальных констант, таких, как число Авогадро (N_A), универсальная газовая постоянная (R_m^r), число Лошмидта (N_L), нормальная температура (T_b) и известные константы электромагнитного взаимодействия.

Численная оценка взаимодействующих энергий производилась в условиях изотермических, изобарических и изохорических процессов. Так, например, в табл. 2 приведены численные значения энергий кванта “темной” массы при переменных значениях температуры T_b и постоянной величине P_b .

Таблица 1

Энергетические эквиваленты параметров барионного (б) и тахионного (т) квантов [7]

Параметры квантов	Энергетические эквиваленты физических параметров	Единицы измерения	
		в системе „СИ”	в долях энергий
Массы взаимодействующих квантов	$M_b(E) = \frac{E_{пт}^{1/4} E_{кб}^{3/2} \Delta E_t^{1/2}}{E_{пб}^{3/4} E_{кт}^{1/2} \Delta E_b^{1/2}}$ $M_t(E) = \frac{E_{пб}^{1/4} E_{кт}^{1/2} \Delta E_t^{1/2} \Delta E_b^{1/2}}{E_{пт}^{3/4} E_{кб}^{3/2}}$	кг	$\frac{K}{\pi^{1/2}}$
Силы взаимодействия	$F_b(E) = F_t(E) = \frac{E_{кб}^{3/2} \cdot E_{кт}^{1/2} \cdot \Delta E_t^{1/2}}{E_{пб}^{3/4} \cdot E_{пт}^{3/4} \cdot \Delta E_b^{1/2}}$	Н	$\frac{K^2}{\pi^{3/2}}$
Скорости передачи взаимодействий	$v_b(E) = \frac{E_{пб}^{3/8} E_{кт}^{1/4} \Delta E_b^{1/4}}{E_{пт}^{1/8} E_{кб}^{1/4} \Delta E_t^{1/4}}$ $v_t(E) = \frac{E_{пт}^{3/8} E_{кб}^{1/4} \Delta E_t^{1/4}}{E_{пб}^{1/8} E_{кт}^{1/4} \Delta E_b^{1/4}}$	м/с	$\pi^{1/4}$
Температуры квантов	$T_b(E) = E_{пб} E_{кт} \Delta E_b$ $T_t(E) = E_{пт} E_{кб} \Delta E_t$	К	Пкр

Очевидно, что квант “темной” массы обладает колоссальной энергией, которая и определяет параметры, как самого кванта, так и всех параметров “светящегося” вещества.

С помощью энергетических эквивалентов (см. табл. 1) и численных данных, входящих в них энергий (табл. 2) представляется возможным оценить изменение масс как «темной» суперчастицы, так и микрочастиц “светящегося” вещества.

Так, например, масса “темного” кванта (M_T) в диапазоне температур от Большого взрыва до нормальных значений T_6 уменьшается примерно на 15 порядков (рис. 6).

Квантово-энергетический метод позволил системно оценить наиболее важные параметры суперчастиц “темной” массы, в том числе и параметров бозона Хиггса:

- температура бозона – $T_H = 10^{30}$ К;
- масса бозона Хиггса – $m_H = 4,61106 \cdot 10^{-25}$ кг;
- энергии суперчастицы:

$$E_{KH} = 2,506737 \cdot 10^{35} \text{ Дж},$$

$$E_{PH} = 2,506737 \cdot 10^{35} \text{ Дж};$$

- скорость гравитационного взаимодействия $v_H = 7,37309 \cdot 10^{29}$ м/с;

Поскольку эта суперчастица обладает колоссальной энергией и чрезвычайно большой скоростью гравитационного взаимодействия, она почти мгновенно образует уже известные нам микрочастицы (см. рис. 6):

- при $T_6 = 3,536 \cdot 10^{26}$ К
– массу нейтрона $m_n = 1,674951 \cdot 10^{-27}$ кг;
- при $T_6 = 3,446 \cdot 10^{26}$ К
– массу протона $m_p = 1,674946 \cdot 10^{-27}$ кг;

при $T_6 = 6,862 \cdot 10^{20}$ К

– массу электрона $m_e = 9,1095109 \cdot 10^{-31}$ кг;

при $T_6 = 5,739 \cdot 10^6$ К

– массу фотона $m_\phi = 8,2234832 \cdot 10^{-39}$ кг и

синтезирует новое вещество, которое по закону сохранения энергии уравнивает бозон Хиггса, обеспечивая его полную устойчивость. Т.е. бозон Хиггса, нельзя образовать искусственным путем. Он создан Большим взрывом.

Сравнительная оценка параметров вещества полученных в коллайдерных процессах и на основе квантово-энергетической модели

Как уже отмечалось, сравнительной оценке подвергаются два направления, принципиально отличающиеся друг от друга. В коллайдере при столкновении протонов и ионов свинца происходит их дробление на более мелкие частицы. Естественно, что каждая новая микрочастица сохраняет свойства исходного вещества, детекторами же измеряются ее масса и приобретенная скорость, т.е. фиксируется часть внешней энергии, затраченной на разгон и столкновение частиц исходного вещества.

Таким образом, в коллайдере реализуется процесс анализа сталкиваемых частиц при термодинамических параметрах, сильно отличающихся от условий Большого взрыва. Поэтому смоделировать в БАКе “мини- Большой взрыв” и последовавшие за ним процессы объединения на основе гравитационного взаимодействия (т.е. процессы синтеза вещества) просто невозможно.

Таблица 2

Изменение энергии суперчастицы “темной” массы (t) при остывании вещества ($P_6 = 101325,2$ Па)

$T_6, \text{ К}$	273,15	$1,0872474 \cdot 10^8$	$3,5356988 \cdot 10^{26}$	$6,5944125 \cdot 10^{30}$
$E_{PH}, \text{ Дж}$	$7,7850123 \cdot 10^{71}$	$4,9129246 \cdot 10^{64}$	$7,7626475 \cdot 10^{40}$	$2,506737 \cdot 10^{35}$
$E_{KH}, \text{ Дж}$	$7,7850123 \cdot 10^{71}$	$4,9129246 \cdot 10^{64}$	$7,7626475 \cdot 10^{40}$	$2,506737 \cdot 10^{35}$
$\Delta E_T, \text{ Дж}$	$2,2461661 \cdot 10^{-21}$	$2,2461661 \cdot 10^{-21}$	$2,2461661 \cdot 10^{-21}$	$2,2466116 \cdot 10^{-21}$
$R^T, \text{ Дж/кг} \cdot \text{ К}$	$1,22232 \cdot 10^{-11}$	$7,7131361 \cdot 10^{-15}$	$2,0363929 \cdot 10^{-25}$	$7,3868888 \cdot 10^{-28}$

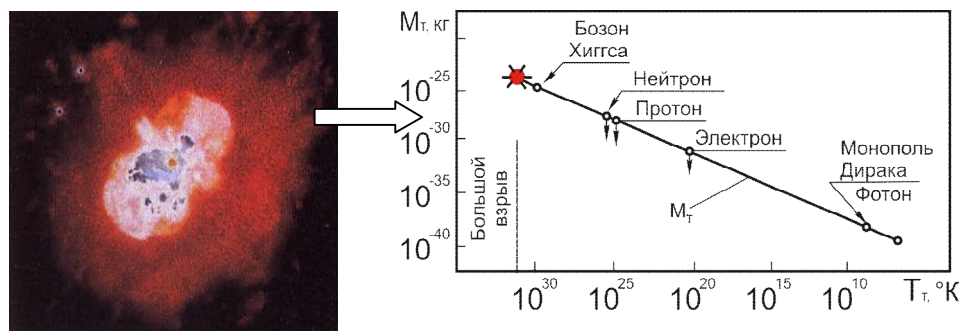


Рис. 6. Мини «Большой взрыв», температурные условия образования бозона Хиггса и масс других микрочастиц [8]

Альтернативный же путь базируется на выявлении внутренней энергии системы “частица – суперчастица” и ее влиянии как на процессы аннигиляции исходного, так и на синтез нового вещества. Квантово-энергетическое моделирование таких процессов позволило оценить изменение энергии и других параметров суперчастицы от температуры “Большого взрыва” до температуры остаточного излучения.

В сравнительной постановке рассмотрим возможности принципиально разных подходов к обнаружению и исследованию параметров “частицы Бога” – бозона Хиггса [9].

1. При квантово-энергетическом моделировании взаимодействий реализуется фундаментальный принцип суперсимметрии, связывающий кванты бозонов и фермионов, что делает возможным переход от структуры “частица – античастица” “светящегося” “вещества” к модели “частица” “светящегося” “вещества” – суперчастица “темной” массы. Это позволяет полученные на основе квантово-энергетических моделей параметры кванта “темной” массы считать достоверным результатом при оценке вещества в его ненаблюдаемой “темной” части.

Реализация принципа суперсимметрии в коллайдерных процессах, количественная оценка параметров которых производится с помощью Стандартной модели, с ее принципом симметрии невозможна, поскольку инвариант скорости света применительно к “темной” массе просто неприемлем.

2. Квантово-энергетические модели, построенные на основе энергетического инварианта, позволяют объяснить происхождение масс таких частиц, как бозон Хиггса, нейтрон, протон, электрон и фотон. Это овеществленная энергия кванта “темной” массы, образовавшаяся по мере остывания вещества после Большого взрыва (см. рис. 6). Из данных, приведенных на этом рисунке, следует, что первоисточником известных частиц является бозон Хиггса, который преобразуется в тахион по мере остывания вещества после Большого взрыва с параметрами, приведенными в табл. 1.

Возможна ли подобная оценка бозона Хиггса с помощью коллайдерных процессов?

Ответ однозначный: нет, поскольку эта суперчастица обладает колоссальной энергией ($E_{\text{кб}} = E_{\text{пб}} = 2,50673 \cdot 10^{55}$ Дж, см [8]), которая мгновенно превращается в массу частиц “светящегося” вещества, уравнивающих суперчастицу. Поэтому в экспериментальной установке эту суперчастицу обнаружить невозможно априори. О ее присутствии и параметрах можно судить лишь по косвенным признакам, в частности по преобразованию “светящегося” вещества из одного вида в другой [10].

Приведенное изменение массы бозона Хиггса и его превращение в элементарные частицы позволяет

количественно оценить величину гравитационного взаимодействия по мере снижения (T_6).

Таким образом, происхождение и иерархия масс, образующих вещество, а также роль бозона Хиггса в процессах гравитации достаточно строго объяснимы на основе квантово-энергетических моделей, тогда как в коллайдере реализацию таких процессов осуществить невозможно.

Выводы

1. Сравнительной оценке подвергнуты два принципиально разных процесса исследования фундаментальных свойств вещества: 1) коллайдерный – путем столкновения и членения частиц “светящегося” вещества и 2) на основе квантово-энергетического моделирования взаимодействия частиц “светящегося” вещества и суперчастиц “темной” массы.

2. Анализ исследований, выполненных на Большом адронном коллайдере и доложенных на семинаре в ЦЕРНе 4 июля 2012 года, показал, что открытая на БАКе частица ни по величине спина, ни по запасам энергии, ни по устойчивости, ни по параметрам гравитационных свойств не может претендовать на “частицу Бога”.

3. С помощью квантово-энергетических моделей установлено, что бозон Хиггса является суперчастицей “темной” массы. Поскольку эта частица в ускоряемых и сталкивающихся объектах коллайдера не присутствует, то ее обнаружение при нынешней схеме работы БАКа невозможно.

4. Численное моделирование параметров суперчастиц “темной” массы выявило колоссальные запасы их внутренней энергии, тогда как в коллайдерных процессах детекторы фиксируют энергию частиц и результаты их членения как внешнюю энергию, затраченную при их ускорении.

5. Для достижения заявленных целей, т.е. обнаружения бозона Хиггса следует заменить принятую в БАКе симметричную систему “частица – античастица” на супер симметричную модель “частица – суперчастица” и усовершенствовать детекторы, поскольку бозон Хиггса по скорости взаимодействия намного превосходит скорость света, являющуюся инвариантной величиной при оценке свойств лишь “светящегося” вещества.

6. Приведенная сравнительная оценка показала, что фундаментальные открытия в науке о веществе (в том числе и бозона Хиггса) находятся в исследовании суперчастиц “темной” массы, а предложенные квантово-энергетические модели, базирующиеся на принципе суперсимметрии и использовании энергии в качестве инварианта, являются первым шагом в этом направлении.

Литература

1. Lyndon, Evans. LHC Machine [Text] / Evans Lyndon, Bryant Philp // *Journal of Instrumentation*. – 1990. – № 3. – P. 17 – 23.
2. Официальные сайты детектора. Технический сайт CMS, публичные страницы CMS. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://cms.web.cern.ch/>. – 29.04.2013.
3. Дремин, И.М. Физика на Большом адронном коллайдере [Текст] / И.М. Дремин // *Успехи физических наук: устный выпуск журнала*. – 2009. – Т. 179, № 6. – С. 571 – 579.
4. Горелик, И.Ю. Что нам даст LHC: частицу Бога или магнитный капкан? [Электронный ресурс] / И.Ю. Горелик. – Режим доступа: <http://darkenergy.narod.ru/tezru.html>. – 29.04.2013.
5. Ройзен, И. Новый сюрприз Вселенной: «темная» энергия [Текст] / И. Ройзен // *Наука и жизнь*. – 2004. – № 3. – С. 44 – 56.
6. Ксанфомалити, Л. «Темная» Вселенная [Текст] / Л. Ксанфомалити // *Наука и жизнь*. – 2005. – № 5. – С. 58 – 68.
7. Толмачев, Н.Г. Гипотеза би-вещества как источника тахионной энергии [Текст] / Н.Г. Толмачев // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – № 5 (52). – С. 77 – 84.
8. Толмачев, Н.Г. Масс-скоростные и частотные характеристики носителей тахионной энергии [Текст] / Н.Г. Толмачев // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2009. – № 10 (67). – С. 203 – 207.
9. Рябков, В.И. Большой адронный коллайдер – альтернативный взгляд [Текст] / В.И. Рябков, Н.Г. Толмачев // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 4(81). – С. 57 – 64.
10. Толмачев, Н.Г. Пути и результаты реализации тахионной энергии в генерирующих установках [Текст] / Н.Г. Толмачев // *Вісник двигунобудування*. – 2009. – № 3. – С. 111 – 121.

Поступила в редакцию 29.04.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. О.В. Третьяк, Национальный университет им. Т.Г. Шевченко, Киев, Украина.

ЧИ ВІДКРИТИЙ БОЗОН ХІГСА?

В.І. Рябков, М.Г. Толмачов

Проаналізовано результати досліджень на Великому адронному колайдері (ВАК), отримані у 2011 та 2012 рр. і оприлюднені на семінарі в Церні 4 липня 2012 р. Показано, що виявлена в колайдері частка ні за розміром спіна, ні за енергією, ні за стійкістю, ні за параметрами гравітаційних властивостей не може претендувати на «частку Бога». Для виявлення бозона Хігса запропонована суперсиметрична модель енергетичної взаємодії квантів «темної» маси й «світньої» речовини. Показано, що бозон Хігса, який утворився в момент Великого вибуху, має колосальну енергію, надзвичайно стійкий, є джерелом гравітаційної взаємодії, наділяє масою елементарні частки, що й дозволяє йменувати його «часткою Бога».

Ключові слова: Великий адронний колайдер, бозон Хігса, «темна» маса, суперсиметрична, квантово-енергетична модель.

HAVE THE HIGGS BOSON BEEN DISCOVERED?

V.I. Ryabkov, N.G. Tolmachev

Results of investigations, conducted on the Large Hadron Collider, that were obtained in 2011 and 2012 and represented at the seminar in the European Nuclear Research Organization on 2012, July, 4, have been analyzed. It is shown that the particle found in the Large Hadron Collider can not pretend to be a "God's particle" by neither its spin value nor its energy, stability, gravitational features. To detect the Higgs boson a supersymmetrical model of energetic interaction of quanta of "dark mass" and "luminous" substances has been presented. It is shown that the Higgs boson has been formed at the moment of the Big Bang, it possesses tremendous power, extremely stable, and is a source of gravitational interaction. It gives the mass to elementary particles, that allows to call it "the God's particle".

Key words: the Large Hadron Collider, the Higgs boson, "dark" mass, supersymmetrical, quanta and energetic model.

Рябков Виктор Иванович – д-р техн. наук, проф., проф., каф 103 Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков, Украина.

Толмачев Николай Григорьевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков, Украина.

УДК 629.7.035

Г.Г. КУЛИКОВ, **В.С. ФАТИКОВ**, В.А. ТРУШИН, А.А. ГАНЕЕВ,
А.И. АБДУЛНАГИМОВ*Уфимский государственный авиационный технический университет, Россия***КОНЦЕПЦИЯ МОНИТОРИНГА ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО
СОСТОЯНИЯ И РЕСУРСА ЛОПАТОК ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ
ТУРБИН АВИАЦИОННЫХ ГТД**

В аспекте современной стратегии эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) предложена концепция системы мониторинга термонапряженного состояния и оценки остаточного ресурса рабочих лопаток (РЛ) турбин с учетом изменения структуры и предельных характеристик материала РЛ в процессе эксплуатации. Накопление данных производится за все время полета в памяти бортового канала мониторинга – интеллектуального пирометрического модуля (ИПМ) в составе распределенной системы автоматического управления, контроля и диагностики (САУКиД, или FADEC) ГТД. Оценка остаточного ресурса РЛ производится САУКиД по совокупности данных прямых измерений ИПМ, данных встроенной модели полей температур и напряжений в теле каждой РЛ в реальном времени и данных экспертной системы (ЭС) состояния материала РЛ. Экспертная система накапливает и оценивает результаты технологических инструментальных исследований материала РЛ для всего парка однотипных ГТД, проводимых в течение этапов изготовления, эксплуатации и ремонта. Данные ЭС передаются в бортовой канал мониторинга по интерфейсным каналам системы информационной поддержки ГТД.

Ключевые слова: мониторинг, интеллектуальный пирометрический модуль, лопатка турбины, встроенная модель термонапряженного состояния, статистическая модель состояния материала, остаточный ресурс, FADEC, ГТД.

Введение

Для перспективных систем эксплуатации по состоянию авиационного ГТД характерна тенденция разработки и применения в бортовых системах интеллектуальных средств и алгоритмов неразрушающего контроля и диагностики состояния ГТД и его элементов с широким спектром диагностических функций¹. Это стало возможным во многом благодаря развитию и применению бортовых математических моделей двигателя и его систем, работающих параллельно с двигателем в режиме реального времени [1, 2]. Внедрение указанных средств и алгоритмов на борт носит объективный характер и имеет вполне очевидную цель – получение достоверной оценки состояния, выявления отказов и обеспечения безопасного функционирования двигателей силовой установки для их каждого конкретного текущего состояния.

Для наиболее ответственных и критичных в отношении ресурса двигателя элементов «горячей» части требуется организация в составе системы управле-

В первую очередь это относится к рабочим лопаткам (РЛ) высоконагруженных турбин с высоким уровнем температуры газа перед турбиной, характерным для современных и перспективных ГТД.

Сложность контроля прочностных и ресурсных характеристик РЛ турбин в процессе эксплуатации заключается в определении параметров текущих и особенно предельных состояний материала лопатки при воздействии всего комплекса нагрузок с учетом эффектов взаимодействия ползучести, усталости, фазовых и структурных изменений материала лопаток. Следует также учесть, что реальные условия эксплуатации двигателей одного и того же типа могут довольно сильно отличаться, например, из-за эксплуатации в различных климатических поясах, а также в связи изменением режимов работы двигателей, программ и профилей полета. Поэтому очевидный интерес представляют исследование и разработка методов определения и приведения остаточного ресурса РЛ к действительным условиям эксплуатации двигателя на статических и динамических режимах.

Параметрами приведения ресурса РЛ к действительным условиям эксплуатации, по мнению авторов, могут быть температура и напряжения в РЛ, в

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (гранты №12-08-31279, 12-08-97027).

наибольшей степени определяющие долговечность РЛ [2].

С учетом изложенного в настоящей статье сделана попытка на основе современных стратегий эксплуатации по состоянию авиационных ГТД предложить концептуальные подходы к созданию бортовой системы постоянного контроля (мониторинга) фактического термонапряженного состояния РЛ турбин и определения остаточного ресурса РЛ в конкретных условиях эксплуатации с учетом изменения структуры и характеристик материала РЛ в процессе выработки ресурса.

1. Современные стратегии эксплуатации по состоянию авиационных ГТД методологический подход)

Современные подходы к реализации главных стратегий развития ГТД - эксплуатации по состоянию и обеспечения системной безопасности - предполагают «интеллектуализацию» всех подсистем ГТД и информационное взаимодействие с САУКиД (FADEC) с целью достоверной оценки состояния, выявления отказов, и обеспечения нормальной работы двигателя алгоритмическими средствами - за счет реконфигурации системы управления [1, 2]. Алгоритмические возможности контроля и диагностики резко возрастают при использовании в системах FADEC бортовых математических моделей двигателя (БММД). С помощью БММД в реальном времени можно определить основные неизмеряемые параметры двигателя (расходы воздуха и газа, температура газов перед турбиной, запас устойчивости и КПД компрессора, тяга и др.) с учетом изменения технического состояния двигателя в эксплуатации [3]. Алгоритмы управления, контроля и диагностики состояния двигателя с использованием совокупности штатно измеряемых и неизмеряемых параметров намного информативнее и точнее, так как для их верификации могут использоваться данные для всего парка двигателей одного наименования в зависимости от штатно измеряемых параметров, режимов полета и технического состояния двигателя. Это позволяет применить более гибкие и рациональные методологические подходы к эксплуатации двигателя по состоянию. В частности, современные стратегии эксплуатации по состоянию авиационных ГТД допускают возможность ограниченной по времени и режимам эксплуатации с «отложенными» строго регламентируемыми неисправностями двигателя. Это обстоятельство усиливает необходимость организации мониторинга состояния узлов и систем двигателя с целью обеспечения оценки остаточного ресурса в зависимости от технического состояния.

С учетом этого подхода принципиально важными моментами в организации эксплуатации ГТД по состоянию представляются следующие методологические аспекты:

1. ГТД декомпозируется на подсистемы, например, в соответствии с предлагаемой в работе [4] классификацией:

- автоматического управления и контроля;
- топливные;
- диагностики;
- пусковые;
- воздушные;
- смазки и суфлирования;
- гидравлические;
- дренажные.

2. В каждой из подсистем предполагается наличие встроенной системы контроля (ВСК) в аппаратно-программном исполнении, которые могут взаимодействовать с ВСК других подсистем.

3. Для поддержки принятия решений по состоянию подсистем и систем в целом предполагается установление правил для компенсирующих действий путем реконфигурации САУКиД в реальном времени и для отложенных неисправностей - в процессе эксплуатации.

4. Полагается, что контроль и диагностика осуществляется программно-аппаратными средствами САУКиД, а также дополнительными, к которым можно отнести программно-аппаратные средства подсистем мониторинга состояния наиболее ответственных и критичных в отношении ресурса двигателя элементов.

5. Разработка методологического, алгоритмического, модельного и программного обеспечения для всех средств программно-аппаратного комплекса производится по известным стандартам в следующей иерархической логической структуре состояний подсистем:

- а) анализ в автономном режиме;
- б) системный анализ взаимодействия подсистем, в том числе при отказах;
- в) отложенные неисправности.

Обобщенная структура методического обеспечения может быть представлена нижеприведенной схемой на рис. 1.

Как уже было отмечено, в настоящее время БММД позволяют в системе FADEC получать в реальном времени точные значения неизмеряемых параметров по тракту двигателя (расходы и температуры воздуха и газа). Это дает возможность использовать их в бортовых моделях расчета параметров термонапряженного состояния для оценки остаточного ресурса элементов «горячей» части, в частности лопаток турбины.

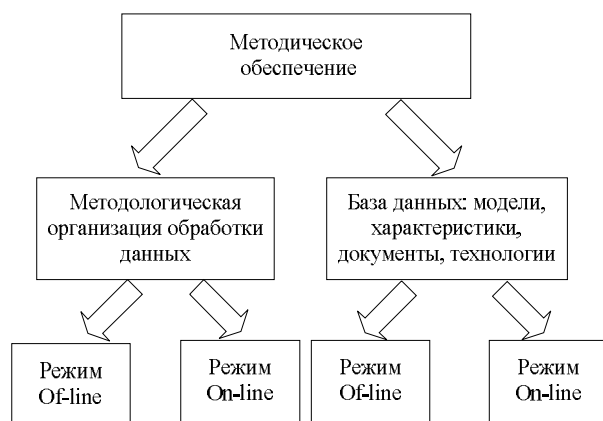


Рис. 1. Обобщенная структура методического обеспечения

С другой стороны, тенденции развития стратегий эксплуатации по состоянию диктуют необходимость повышения точности и эффективности систем управления, контроля, диагностики и оценки остаточного ресурса ГТД в зависимости от его текущего технического состояния. Исходя из сказанного, организация интеллектуального мониторинга состояния рабочих лопаток турбин современных и перспективных двигателей является актуальной проблемой.

2. Концепция мониторинга термонапряженного состояния и ресурса лопаток высоконагруженных турбин авиационных ГТД

В алгоритмах управления и контроля ГТД широко используется косвенная защита лопаток турбины путем ограничения режимов по температуре газов за турбиной. С развитием бортовых математических моделей двигателя (БММД) [1] появилась возможность контроля по температуре газа перед турбиной, которая намного информативней. Кроме того, на ряде зарубежных и отечественных двигателей установлены бортовые оптикоэлектронные пирометрические устройства (пирометры), контролирующие температуру поверхности каждой из РЛ по линии сканирования оптического луча с достаточно высокой точностью ~8-12 град С [2].

Используемые в бортовых системах контроля методы прогнозирования остаточного ресурса базируются на расчете эквивалентной выработки ресурса РЛ турбины за каждый полет - суммировании времени работы двигателя (двигатели НК-86, ПС-90 самолетов ИЛ-86, ИЛ-96, ТУ-204 и др.) на различных режимах по частоте вращения (взлетном, номинальном, крейсерском и др.) и соответствующих им характеристиках длительной прочности материала. Однако частота вращения неоднозначно определяет нагруженное состояние РЛ. Кроме того,

данный метод контроля не позволяет учитывать индивидуальные геометрические характеристики РЛ (определяющие расход охлаждающего воздуха и тепловое состояние лопатки), а также не учитывает изменение характеристик длительной прочности материала от наработки и поэтому не может исключить случаев разрушения лопаток турбин в эксплуатации.

Известно, что контроль и диагностика состояния материала РЛ производится в течение жизненного цикла двигателя различными методами и инструментальными средствами неразрушающего контроля: при изготовлении, ремонте, в эксплуатации (оптические трубки, ультразвуковой, токовихревой, рентгеноскопический методы и др.). Кроме того, проводятся металлургические исследования материала лопаток после ресурсных испытаний, при внеплановых ремонтах двигателей, расследованиях аварий и т.п. Вся эта информация рассредоточена по предприятиям и бывает востребована только эпизодически, в основном при расследованиях аварий. Она также может быть сконцентрирована в базе данных и использована в системе мониторинга для накопления и оценки статистики характеристик материала рабочих лопаток в течение жизненного цикла по всему парку однотипных двигателей.

Исходя из вышеизложенного, может быть предложена следующая концепция бортового канала мониторинга термонапряженного состояния и оценки остаточного ресурса рабочих лопаток (РЛ) турбин с учетом изменения структуры и характеристик материала РЛ в процессе эксплуатации.

Накопление данных производится за все время полета в памяти бортового интеллектуального пирометрического модуля (ИПМ) в составе распределенной системы автоматического управления, контроля и диагностики (САУКиД), или FADEC. Структура информационных потоков ИПМ в составе САУКиД приведена на рис. 2. В составе ИПМ математическая модель теплонапряженного состояния РЛ в реальном масштабе времени рассчитывает поля температур T_i и напряжений σ_i по каждому элементу разбиения РЛ (номинальной геометрии). Бортовой вариант модели для стационарных и нестационарных режимов предложен авторами в работе [2] и основан на решении известного уравнения теплопроводности: $q = -\lambda \text{grad } t$ [6] методом элементарных балансов П.А. Ваничева с граничными и начальными условиями, определяемыми конструкцией лопатки и системы ее охлаждения. Алгоритм идентификации расчетных значений температур по каждой лопатке основан на сдвиге поля температур на величину разности расчетной и измеренной ИПМ температурой в базовых точках линии сканирования оптического луча [2]. По фактическим зна-

приводит к уменьшению длительной пластичности (сплав «охрупчивается»), жаропрочности, долговечности.

Следует отметить, что термонапряженное состояние является главенствующим фактором в спектре нагрузок на РЛ как на статических, так и на переходных режимах работы ГТД. В данной модели входными параметрами являются температура и суммарные напряжения в лопатке, а также параметры термоциклов, определяемые по данным ИПМ. Выходными параметрами являются максимально допустимые (предельные) значения критериев, определяющих свойства материала РЛ, в частности, предел длительной прочности материала σ_{tt} . Качественный характер изменения σ_{tt} от критерия Ларсона - Миллера, используемого в алгоритме расчета эквивалентного ресурса РЛ [2] показан на рис. 3. В данном алгоритме по фактическому распределению температур рассчитываются термические напряжения σ_i в элементах РЛ и по заданному запасу прочности:

$$K_s = s_{t,t} / s = (1,5 \dots 2,5) .$$

Определяется предел длительной прочности $\sigma_{t,t} = \sigma_i \cdot K_s$, по которому находится параметр Р Ларсона-Миллера для данного материала:

$$P = (t + 273) \cdot (\lg \tau + 20) = f(\sigma_{t,t}) ,$$

где: t – температура ($^{\circ}\text{C}$),

τ – ресурс (час).

Отношение τ к эквивалентному ресурсу $\tau_{\min}$ для взлетного режима определится по соотношению $\varepsilon = \tau / \tau_{\min}$.

В алгоритме расчета ресурса по малоцикловой усталости используются критериальные зависимости допустимого числа циклов N от максимальной температуры цикла элемента и величины размаха термических напряжений в элементе РЛ [2].

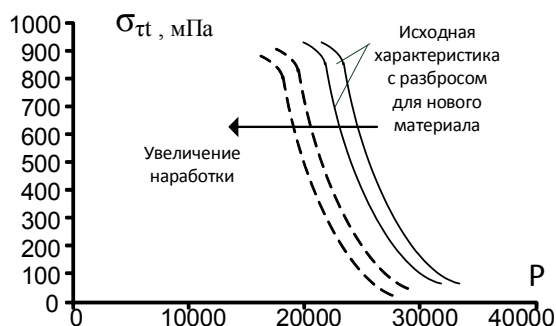


Рис. 3. Качественный характер зависимости длительной прочности материала РЛ от эксплуатационной наработки РЛ

4. Информационная структура системы интеллектуального мониторинга состояния и ресурса рабочих лопаток турбин

Изменение характеристик определяется по результатам инструментальных и модельных (расчетных, прогнозирующих) исследований материала РЛ, проводимых на этапах жизненного цикла. Анализ этих материалов и результатов исследований выполняется специальной экспертной системой в составе системы интеллектуального мониторинга состояния и ресурса рабочих лопаток турбин, а информация помещается в единую для всего парка однотипных двигателей базу данных характеристик материала лопаток РЛ. Информация в базе данных будет пополняться в течение всего жизненного цикла и, соответственно, обновляться данные в бортовой статистической модели характеристик материала. По текущей информации ИПМ о фактических значениях температур и напряжений в реперных точках каждой РЛ и реальным предельным характеристикам материала контроль состояния и расчет остаточного ресурса РЛ будут намного достовернее. Анализ статистических данных состояния материала позволит разработать более корректные подходы к оценке прочностной надежности и прогнозированию ресурса РЛ, чем традиционно используемые в настоящее время. Информационная структура системы интеллектуального мониторинга состояния и контроля остаточного ресурса рабочих лопаток турбин представлена на рис.4.

По мнению авторов, реализация предложенной концепции информационной системы интеллектуального мониторинга может обеспечить успешное решение проблемы контроля и диагностики состояния рабочих лопаток (РЛ) турбин ГТД нового поколения.

Заключение

Предложена концепция информационной системы интеллектуального мониторинга термонапряженного состояния и оценки остаточного ресурса рабочих лопаток (РЛ) турбин ГТД нового поколения по измеряемым и неизменяемым на борту параметрам и статистическим данным изменения структуры и предельных характеристик материала РЛ, накапливаемым в наземной части системы в течение всего жизненного цикла двигателя. Ядром бортовой системы мониторинга должен быть унифицированный интеллектуальный пирометрический модуль распределенной системы автоматического управления, контроля и диагностики (FADEC), обеспечивающий точность идентифицируемых значений температур и напряжений в каждой рабочей лопатке.

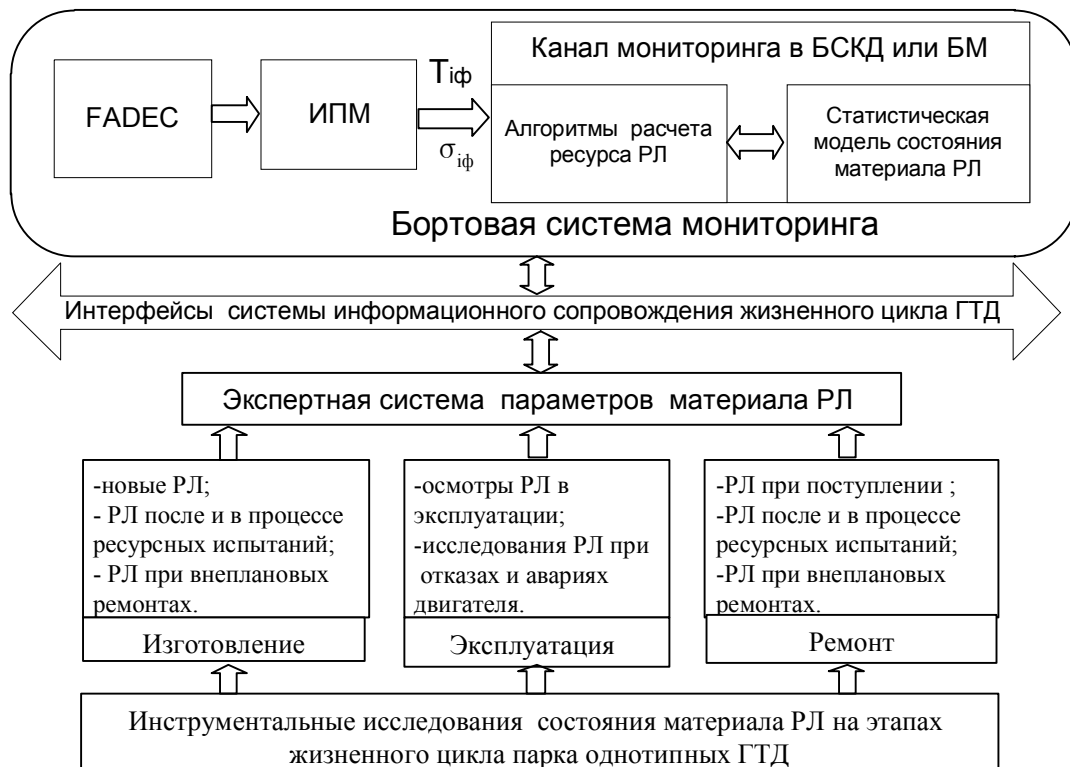


Рис. 4. Информационная структура системы интеллектуального мониторинга состояния и ресурса рабочих лопаток турбин

Литература

1. Системы автоматического управления авиационными газотурбинными двигателями [Текст] / под ред. О.С. Гуревича. – М.: ТОРУС ПРЕСС, 2010. – 264 с.
2. Информационная технология интеграции интеллектуального пирометрического модуля в систему управления, контроля и диагностики (FADEC) ГТД [Текст] / Е.В. Распопов, Г.Г. Куликов, В.А. Трушин, В.С. Фатиков, Т.П. Андреева, И.Т. Губайдуллин // Вестник УГАТУ. – 2010. – Т.14, №3(38). – С.101 – 110.
3. Мельникова, Н.С. Вычисление в процессе эксплуатации ТРДДФ температуры газа в камере сгорания для формирования алгоритмов управления

[Текст] / Н.С. Мельникова, Г.В. Добрянский // Вестник УГАТУ. – 2008. – Т.11, №1(28). – С. 28 – 33.

4. Иноземцев, А.А. Автоматика и регулирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. / А.А. Иноземцев, М.А. Нухамкин, В.Л. Сандрацкий. – М.: Машиностроение, 2008. –187 с.
5. Суперсплавы II: Жаропрочные материалы для аэрокосмических и промышленных энергоустановок [Текст] / под ред. Ч.Т. Симса, Н.С. Столофа, У.К. Хагеля: пер. с англ. В 2-х кн. Кн. 2. / под ред. Р.Е. Шалина. – М.: Металлургия, 1995. – 348 с.
6. Михеев, М.А. Основы теплопередачи [Текст] / М.А. Михеев. – М.: Госэнергоиздат, 1949. – 396 с.

Поступила в редакцию 31.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, ст. науч. сотр., проф. кафедры автоматизированных систем управления В.Ю. Арьков, Уфимский государственный авиационный технический университет, Россия.

КОНЦЕПЦІЯ МОНІТОРІНГУ ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ І РЕСУРСУ ЛОПАТОК ВИСОКОНАВАНТАЖЕНИХ ТУРБІН АВІАЦІЙНИХ ГТД

Г.Г. Куликов, В.С. Фатіков, В.О. Трушин, А.А. Ганєєв., А.І. Абдулназімов

В аспекті сучасної стратегії експлуатації авіаційних газотурбінних двигунів (ГТД) запропоновано концепцію системи моніторингу термонапруженого стану і оцінки залишкового ресурсу робочих лопаток (РЛ) турбін із урахуванням зміни структури та граничних характеристик матеріалу РЛ в процесі експлуатації. Накопичення даних виконується за весь час польоту в пам'яті бортового каналу моніторингу – інтелектуа-

льного пірометричного модуля (ІПМ) у складі розподіленої системи автоматичного управління, контролю і діагностики (САУКіД, або FADEC) ГТД. Оцінка залишкового ресурсу РЛ виконується САУКіД за сукупністю даних прямих вимірювань ІПМ, даних вбудованої моделі полів температур і напружень в тілі кожної РЛ в реальному часі та даних експертної системи (ЕС) стану матеріалу РЛ. Експертна система накопичує та оцінює результати технологічних інструментальних досліджень матеріалу РЛ для всього парку однотипних ГТД, які проводяться на протязі етапів виробництва, експлуатації і ремонту. Дані ЕС передаються в бортовий канал моніторингу по інтерфейсних каналах системи інформаційної підтримки ГТД.

Ключові слова: моніторинг, інтелектуальний пірометричний модуль, лопатка турбіни, вбудована модель термонапруженого стану, статистична модель стану матеріалу, залишковий ресурс, FADEC, ГТД.

MONITORING CONCEPT OF THERMAL STRESS STATE AND BLADE RESOURCE FOR HEAVY-DUTY GAS TURBINES

G.G. Kulikov, V.S. Fatikov, V.A. Trushin., A.A. Ganeev., A.I. Abdulnagimov

In the aspect of modern strategy of the maintenance of aircraft gas turbine engines, the concept of the monitoring system of the thermal stress state and residual resource assessment of rotor blades (RB) of turbines is proposed taking into account the changes in the structure and the limiting characteristics of the RB material in operation. The data of all flight time accumulates in the memory of on-board monitoring circuit – in intelligent pyrometer module (IPM) which is the part of the distributed automatic control, condition-monitoring and diagnostic system (or FADEC) of gas turbines. The estimation of the residual resource of RB is made by the FADEC on a data set of direct measurements of IPM, on a data of integrated model of temperature fields and stress in the body of each RB in real-time and on a data of the expert system of the RB material state. The expert system collects and evaluates the results of technological tool researches of material for the entire fleet of similar gas turbines, which carried out through the stages of manufacture, operation and repair. The data of the expert system are transmitted to the on-board monitoring circuit via interface channels of the information support system of gas turbines.

Key words: monitoring, intelligent pyrometric module, turbine blade, built-in thermal stress state model, statistical model of material state, residual resource, FADEC, gas turbine engines.

Куликов Геннадий Григорьевич – д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой автоматизированных систем управления Уфимского государственного авиационного технического университета, Уфа, Россия, e-mail: gennadyg_98@yahoo.com.

Фатиков Виктор Сергеевич – канд. техн. наук, вед. науч. сотр., доцент кафедры автоматизированных систем управления Уфимского государственного авиационного технического университета, Уфа, Россия.

Трушин Владимир Алексеевич – д-р техн. наук, профессор кафедры авиационной теплотехники и теплоэнергетики Уфимского государственного авиационного технического университета, Уфа, Россия.

Ганеев Альмир Амирович – д-р техн. наук, профессор кафедры машин и технологии литейного производства Уфимского государственного авиационного технического университета, Уфа, Россия, e-mail: kmitlp@mail.ru.

Абдулнагимов Ансаф Ирекович – канд. техн. наук, ст. преподаватель кафедры автоматизированных систем управления Уфимского государственного авиационного технического университета, Уфа, Россия, e-mail: ansafufa@mail.ru.

UDK 621.435

A.V. GONCHARENKO

National aviation university, Kyiv, Ukraine

SUBJECTIVE ENTROPY EXTREMIZATION PRINCIPLE AS A TOOL OF AN AIRCRAFT MAXIMAL DURATION HORIZONTAL FLIGHT CONTROL

This paper continues researches of optimal control in active systems started before. In application to an aircraft maximal duration horizontal flight control problem solution, it is proposed to use the individual's subjective preferences entropy extremization principle as a helpful tool. Basing oneself upon that principle alone, one can reveal the optimal mode of operational control even without knowing the extremal one. Since the subjective entropy extremization principle allows; independently on the conditions of transversality, Weierstrass-Erdmann, principle of maximum by L.S. Pontryagin (USSR), as well as principle of optimality by R. Bellman (USA); finding the extremals, their optimal conjunctions of all kinds: either breaks with shifts, or both at smooth and corner points, for closed and restricted areas; stipulated by obeying the only a priori condition of the Euler-Lagrange equations; it is suggested to call this principle by the name of its author, professor Vladimir Aleksandrovich Kasianov, National aviation university (Kyiv, Ukraine). The necessary calculations are fulfilled. Plotted corresponding diagrams.

Key words: maximal duration, horizontal flight, subjective entropy, individual preferences, multi-alternativeness, active systems control, active element, variational problem, operational functional.

Introduction

The presence of an aircraft power plant of any kind on board an airplane is dictated by the reasons of the balanced combinations for a certain flight tasks fulfillment, reliability of the designed structures, flight safety motivations, and a thought of economical efficiency [1].

Problem formulation in the general view. The choice made by the aircraft operators (active elements of the system) is somewhat optimal. To discover that optimality is the concept of this paper in general.

The problem relation to important scientific and practical tasks. The theme of this article relates with the important scientific tasks of analytical researches in the field of the optimal control theory regarding control in the active systems.

Its practical significance touches the issues of fuel-energy saving modes of operation of aircrafts and their powerplants.

Analysis of the latest researches and publications. In our researches we base ourselves upon the literature sources briefly listed as [1 – 12].

This paper continues the discussions on the optimality of the active system element's (individual's, subject's) controlling behavior initiated in our previous publications [6-11].

It deals with the unsolved part of the general problem in the aspects of mathematical modeling of the active element control.

The task setting. The objectives of this paper are to justify the use of the entropy concept for explanations of the individual's optimal controlling decisions choice.

The main content of the researches

Having considered objectively existing optima for an aircraft maximal duration horizontal flights obtained in the previous publications and achieved on the basis of the results of the variational problems solutions of the changeable mass material point dynamics we come to the variational problem in terms of subjective analysis.

1. The variational problem in terms of subjective analysis

1.1. Maximal duration horizontal flight with the possible extremal

Accordingly to the theoretical statements of [2, 3] we have got the extremal speed of the aircraft maximal duration horizontal flight in the view of a function of a flying object changeable mass:

$$v_T(m) = \sqrt[4]{\frac{4}{3} \frac{b m^2 g^2}{C_{x0} \rho^2 S^2}}, \quad (1)$$

where b – some stable value which is being determined from the blowing in the wind tunnels;

m – mass of the flying apparatus;

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$;

C_{x0} – value of the head resistance force coefficient

at the value of the lifting force when it equals zero;

ρ – density of the air at the given altitude;

S – character square area of the flying object [3, § 5, P. 199].

All derivations are performed in the supposition of the parabolic polara relations between coefficients of the aerodynamic forces.

The duration of the flight is determined by the value of the corresponding functional. In the case (1) the expression is the function of the aircraft changed mass

$$T(m)_{\max} = \left(\frac{3}{4}\right)^{\frac{3}{4}} \frac{\eta Q \sqrt{\rho S}}{\sqrt[4]{C_{x_0} [bg^2]^{\frac{3}{4}}}} \left(\frac{1}{\sqrt{m}} - \frac{1}{\sqrt{M_0}} \right), \quad (2)$$

where η – efficiency of the propulsive complex, considered to be a constant for the rough problem setting;

Q – low calorific value of the fuel;

M_0 – mass of the flying apparatus at the initial moment in time [3, § 5, P. 201, 202].

Corresponding distance at that maximal duration:

$$L|_{T_{\max}} = \frac{\eta Q}{4g} \sqrt{\frac{3}{bC_{x_0}}} \ln \left(\frac{M_0}{M_E} \right),$$

where M_E – final mass of the flying apparatus.

At a constant flight speed we obtain the change of the mass of the airplane from the differential equation which has a well known solution [12, P. 24, # 15]:

$$m(t) = \sqrt{\frac{a_1}{b_1}} \operatorname{tg} \left[\operatorname{arctg} \left(M_0 \sqrt{\frac{b_1}{a_1}} \right) - t \sqrt{a_1 b_1} \right],$$

where a_1 , b_1 – corresponding constants:

$$a_1 = \frac{C_{x_0} \rho S v^3}{2\eta Q}, \quad b_1 = \frac{2bg^2}{\eta Q \rho S v}.$$

After compilation, for the set of some two reachable alternatives of the considered operational modes control, the so-called operational functional (the prototypes of such a kind of functionals are, for instance, in the publications of [9, P. 57, (1), (2)], [7, P. 119, (3.38)]), which includes H_π – active element's (individual's) subjective preferences entropy, we can find, from the necessary conditions for the extremals to exist, written in the view of the system of the equations by Euler-Lagrange, the corresponding expressions of the canonical distributions of the preferences, likewise in [9, P. 58, (4)], [7, P. 115-135]:

$$\pi_j = \frac{e^{-\beta F_j}}{\sum_{i=1}^2 e^{-\beta F_i}}, \quad (3)$$

where β – structural parameter;

$$F_1 = \frac{2\eta Q \rho v_1 S}{C_{x_0} (\rho v_1^2 S)^2 + b(2mg)^2}, \quad (4)$$

$$F_2 = \frac{2\eta Q \rho v_2 S}{C_{x_0} (\rho v_2^2 S)^2 + b(2mg)^2}, \quad (5)$$

where v_1 , v_2 – alternative functions of speed.

For the extremal speed we get the expression absolutely one and the same to (1).

Fulfilling the necessary mathematical calculations with the methods of (1)-(5), as a sort of experimenting work, we are getting convinced in preferring the “right” (optimal, the best) alternative for delivering the extremal (maximal) value to the objective functional.

1.2. Duration of the horizontal flight with the application of subjective entropy of unextremal operational modes preferences

Herein, we particularly have to call attention to the fact that the entropy extremization principle alone makes it possible choosing the best reachable combined alternative in that case when the extremal speed of the horizontal flight is unachievable.

If there are two unextremal, generally speaking changeable depending functionally upon the aircraft mass, speeds (modes) of horizontal flight, there can be three possibilities in the general case:

1. The first speed delivers the longest duration of the horizontal flight;
2. The second one; or
3. A certain combination of the two speeds (modes of operation).

The solution (“right” choice) implies the longer duration of the flight as the bigger value of the corresponding flight segment functional of the type:

$$T(m) = \int_{M_0}^m - \frac{2\eta Q \rho v S}{C_{x_0} (\rho v^2 S)^2 + b(2xg)^2} dx, \quad (6)$$

where x – technical variable;

being found on the basis of the bigger differential:

$$dt = - \frac{2\eta Q \rho v S}{C_{x_0} (\rho v^2 S)^2 + b(2mg)^2} dm, \quad (7)$$

or derivative of the duration, correspondingly to (4), (5).

However, we do not impose that artificial, for the given problem formulation, condition of the bigger value of the integral (6), differential (7) or derivative of the time (duration) in the view of the expressions (4) and (5) with the related speeds of the horizontal flight in accordance with their segments of the flight. Instead, we compile the functional and find the canonical distributions of the controlling system active element's (individual's) subjective preferences functions in the view of likewise (3).

2. Practical application of the problem solution

Suppose an aircraft and its flight parameters are:

$$M_0 = 10,000 \text{ kg}; \quad M_E = 8,000 \text{ kg}; \quad \eta = 0,3;$$

$$Q = 42,700 \cdot 10^3 \text{ J/kg}; \rho = 1 \text{ kg/m}^3; S = 50 \text{ m}^2;$$

$$C_{x_0} = 0,02; b = 0,045.$$

There are presumably two possible unextremal speeds of horizontal flight $v_1(m)$ and $v_2(m)$; corresponding depictions of them in the style of $v_1(m)$ and $v_2(m)$ are demonstrated in fig. 1.

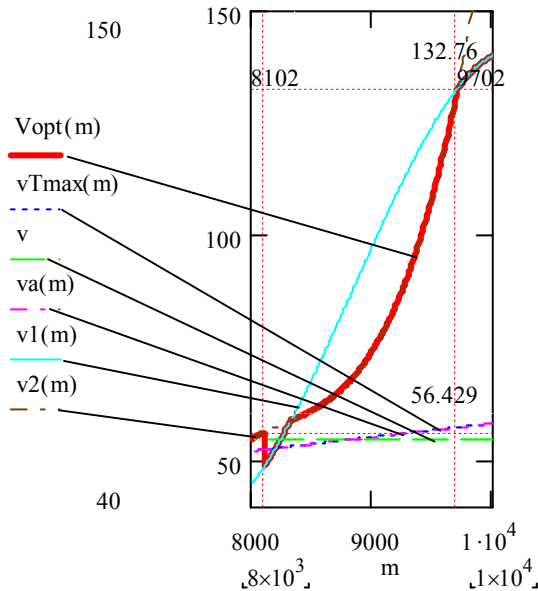


Fig. 1. Variants of the horizontal flight speeds

In fig. 1 it is also depicted: $V_{opt}(m)$ – optimal speed combined out of the two alternative speeds; for comparison $v_{Tmax}(m)$ – the extremal (optimal) speed of the horizontal flight; v – a constant flight speed from the optimal diapason; $v_a(m)$ – the approximated optimal speed (it is the closest to the extremal, but not optimal although); $v_1(m)$, $v_2(m)$ – the changeable unextremal speeds for (4), (5) respectively.

If the speeds $v_1(m)$ and $v_2(m)$ can arbitrary (subjectively) be chosen at any moment of the flight time, in general case as that was mentioned above, one or another combination of them will be delivering the maximal value to the functional (6).

For the given data we find the canonical distributions of the making decisions active element's preferences, calculated in this experiment through the expressions (3)-(5).

The preferences of $\pi_1(m)$ and $\pi_2(m)$ of the corresponding alternative speeds of $v_1(m)$ and $v_2(m)$, related to the corresponding modes of operational control, are shown in fig. 2 in the stylized manner as $\pi_1(m)$ and $\pi_2(m)$.

The calculated subjective entropy of $H(m)$ is also represented in fig. 2 in the corresponding scales f and n .

The same scales is used for the subjective entropy maximal value which is for this given case equaled to $\ln(2)$, see fig. 2.

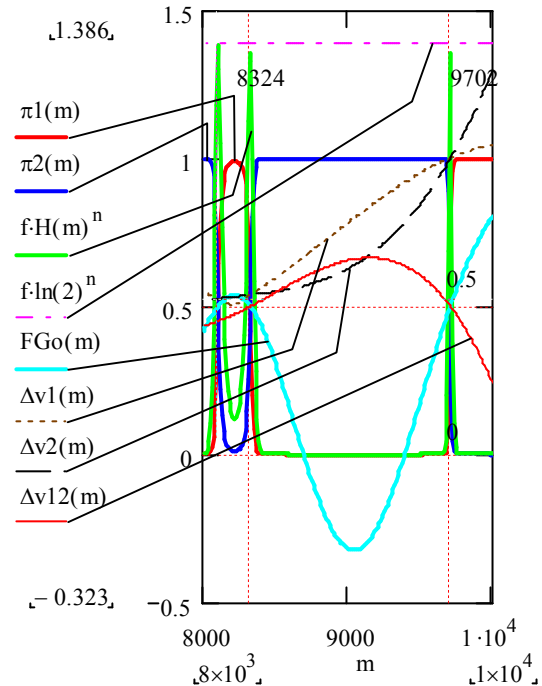


Fig. 2. Individual's preferences functions as the operational modes control and their subjective entropy formed by the effectiveness functions

In fig. 2 it is also illustrated: the function $FGo(m)$ – represents the relations between the functions of derivatives (4) and (5), it has the similar shape with π_1 in the corresponding scale; the functions $\Delta v_1(m)$, $\Delta v_2(m)$, and $\Delta v_{12}(m)$ – they take into account the differences between the extremal speed of the flight and the first not extremal one determined from (4), the second speed of the flight also the one not extremal from (5), and between these not extremal speeds of the flight from (4) and (5) respectively.

Corresponding integrals of the flight duration found from (6) are illustrated in fig. 3, 4.

In fig. 3, 4, in the corresponding scale, it is represented: $T_{opt}(m)$ – flight duration for the optimally combined of the two alternative speeds mode; $T_{v1}(m)$ – duration of the flight performed with the first speed of $v_1(m)$; $T_{v2}(m)$ – duration of the flight performed with the second speed of $v_2(m)$; $T_{mopt}(m)$ – extremal (maximal) flight duration obtained from (6) with the extremal of (1), it equals (2), or the maximal possible value of (2) when the upper end of the integration in (6) $m = M_E$.

Conditional equations system for the two alternative speeds will be

$$v(m)_{\text{opt}} = \begin{cases} v_1(m), & \text{if } \pi_1(m) \geq \pi_2(m); \\ v_2(m), & \text{otherwise.} \end{cases} \quad (8)$$

Accordingly to the alternatives (8) the integral of the flight duration will be formed as the linear combination from (6):

$$T(m) = \int_{M_0=10,000}^{9,702} - \frac{2\eta Q \rho v_1(m) S}{C_{x_0} (\rho [v_1(m)]^2 S)^2 + b(2mg)^2} dm + \\ + \int_{9,702}^{8,324} - \frac{2\eta Q \rho v_2(m) S}{C_{x_0} (\rho [v_2(m)]^2 S)^2 + b(2mg)^2} dm + \\ + \int_{8,324}^{8,102} - \frac{2\eta Q \rho v_1(m) S}{C_{x_0} (\rho [v_1(m)]^2 S)^2 + b(2mg)^2} dm + \\ + \int_{8,102}^{M_E=8,000} - \frac{2\eta Q \rho v_2(m) S}{C_{x_0} (\rho [v_2(m)]^2 S)^2 + b(2mg)^2} dm. \quad (9)$$

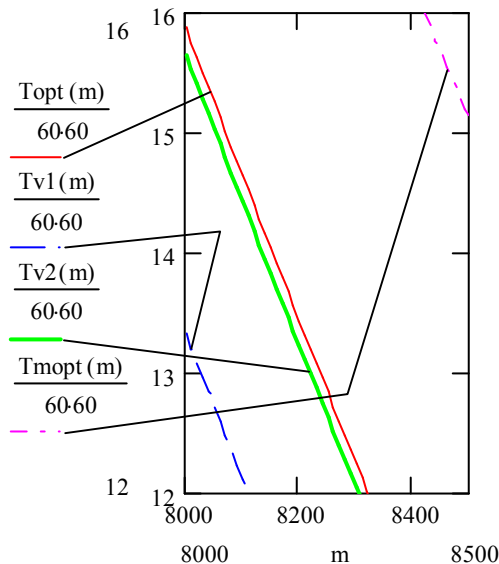


Fig. 3. Integral of the flight duration in the flying object mass change diapason of 8,500 ... 8,000

For comparison, if the airplane can perform the flight either on the first mode or on the second mode only, that is without switching them, then the functional of the considered class will be

$$\Phi_{\pi} = H_{\pi} - \beta \left\{ \pi_1 \int_{M_0}^{M_E} \frac{2\eta Q \rho v_1 S}{C_{x_0} (\rho v_1^2 S)^2 + b(2mg)^2} dm + \right. \\ \left. + \pi_2 \int_{M_0}^{M_E} \frac{2\eta Q \rho v_2 S dm}{C_{x_0} (\rho v_2^2 S)^2 + b(2mg)^2} \right\} + \gamma \left[\sum_{i=1}^2 \pi_i - 1 \right]. \quad (10)$$

The preferences from (10) will comprise their corresponding integrals from (10).

Then conditional system of (6) not likewise in the case of (9) will be

$$T(m)_{\text{max}} = \begin{cases} T_1[v_1(m)], & \text{if } \pi_1(m) \geq \pi_2(m); \\ T_2[v_2(m)], & \text{otherwise,} \end{cases} \quad (11)$$

where $T_1[v_1(m)]$ and $T_2[v_2(m)]$ – corresponding integrals of the type of (6).

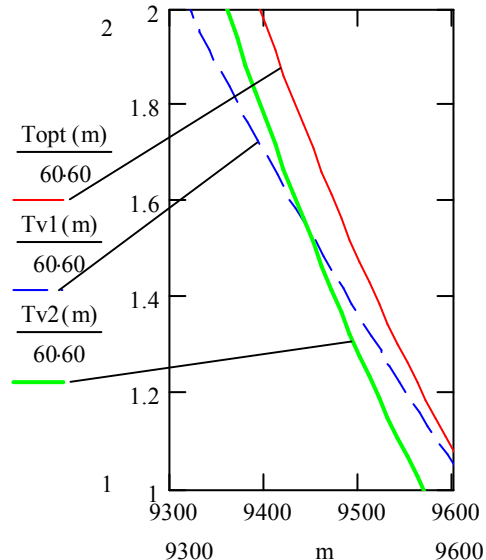


Fig. 4. Integral of the flight duration in the flying object mass change diapason of 9,600 ... 9,300

The without shifting integrals in (11) will be

$$T_1(m) = \int_{M_0}^m - \frac{2\eta Q \rho v_1(x) S}{C_{x_0} (\rho [v_1(x)]^2 S)^2 + b(2xg)^2} dx, \quad (12)$$

$$T_2(m) = \int_{M_0}^m - \frac{2\eta Q \rho v_2(x) S}{C_{x_0} (\rho [v_2(x)]^2 S)^2 + b(2xg)^2} dx. \quad (13)$$

The results of the calculation experiments for the case of (10)-(13) are shown in fig. 5.

In fig. 5, in the corresponding scales, it is depicted: flight durations – $T_{\text{opt}}(m)$, $T_{v1}(m)$, and $T_{v2}(m)$, calculated by (2), (12), and (13) respectively, all derived from (6) with the related speeds; entropy – $H(m)$, of the related preferences functions of $\pi_1(m)$ and $\pi_2(m)$, obtained by the formulas (3) and (12) and (13) instead of (4) and (5) with the corresponding speeds and denoted with the marks of $\pi_1(m)$ and $\pi_2(m)$ respectively; the maximal value of the entropy: $\ln(2)$; and the value of the preferences intersections: 0,5.

3. The researches results

Analysis of the researches results will be made with the help of the illustrations fig. 1 – 5.

Optimal combined speed $V_{\text{opt}}(m)$, fig. 1, makes us be inclined to assert, although scientifically substantiated before, achieved in this research on the basis of the other postulates of subjective entropy extrimizing principle:

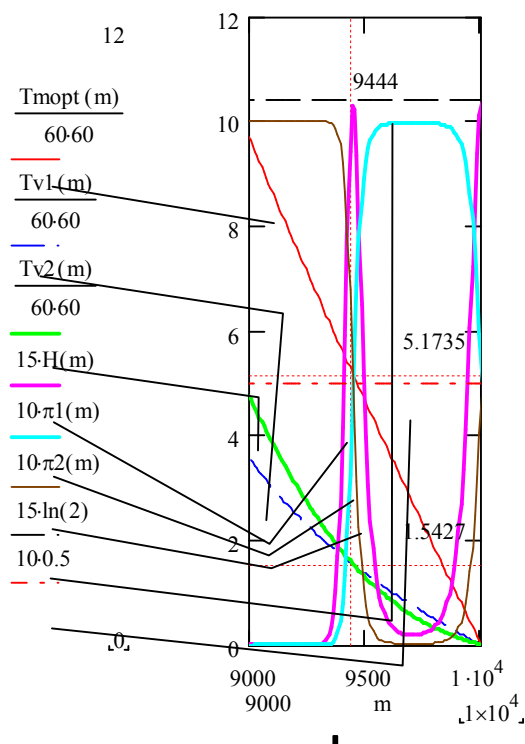


Fig. 5. Individual's preferences functions as the operational modes control and their subjective entropy formed by the effectiveness functions

- "The closer the possible alternative mode of operation to the extremal one, the better";
- "The optimal transitions from one operational mode to another one can be realized at the smooth or corner points of the intersections of the alternative operational modes, when they are positioned on the same side from the extremal; or these shifts have a skip character if the alternatives lie on the opposite sides from the extremal".

Analysis of the researches results illustrated in fig. 2 allows us asserting:

- "The individual's preferences, showing the "right" alternative choice, react on the difference in the effectiveness functions regarding corresponding alternatives";
- "The crossing of the levels of the indifference by the effectiveness functions difference is the necessary and sufficient conditions for the change of the operational modes of the both types (the corner points as well as the leaps)";
- "The crossing of the levels of the indifference by the alternative functions difference itself is the necessary and sufficient conditions for the corner points change of the operational modes only".

Concerning the traces in fig. 3-5 and in the whole diapason of the independent variable possible values change it shows the expediency of that or another mode of operation. For instance, in compliance with the special case of the problem formulation (10)-(13), fig. 5.

For example, at the mass value of 9,444, there is no difference between the alternative modes. For comparison, at this value with the extremal speed of the horizontal flight of the aircraft, the duration would be more than three times longer, the absolute values are 5,1735 instead of 1,5427.

Conclusions

On the basis of the researches results, (1)-(13), illustrated in fig. 1-5, we can come to the conclusions that: "Subjective entropy extremization principle allows; independently on the conditions of **transversality**, **Weierstrass-Erdmann**, from the calculus of variations, as well as independently on the principle of maximum by **L.S. Pontryagin** (USSR), also principle of optimality by **R. Bellman** (USA); finding the extremals, their optimal conjunctions of all kinds: either breaks with shifts, or both at smooth and corner points, for closed and restricted areas; stipulated by obeying the only a priori condition of the **Euler-Lagrange** equations".

There is no objections to call this newly invented "Subjective entropy extremization principle" by the name of its author, professor **Vladimir Aleksandrovich Kasianov**, National Aviation University (Kyiv, Ukraine).

Prospects of further researches. It is important to investigate other types of functionals of the kind of (9), (10) as well as with the different functions of the effectiveness of the sort of (4), (5), also research operational modes of control for horizontal flights of maximal distance subject to multi-alternativeness and conflicts.

Literature

1. Kroes, M.J. Aircraft powerplants. 7th ed. [Text] / M.J. Kroes, T.W. Wild. - USA: GLENCOE Macmillan/McGraw-Hill, International Editions, 1994. - 694 p.
2. Космодемьянский, А.А. Курс теоретической механики. Ч. I [Текст] / А.А. Космодемьянский. - М.: Просвещение, 1965. - 538 с.
3. Космодемьянский, А.А. Курс теоретической механики. Ч. II [Текст] / А.А. Космодемьянский. - М.: Просвещение, 1966. - 398 с.
4. Касьянов, В.А. Моделирование полета [Текст]: моногр. / В.А. Касьянов. - К.: НАУ, 2004. - 400 с.
5. Касьянов, В.А. Определение характеристики воздушных судов методами идентификации [Текст]: моногр. / В.А. Касьянов, Е.П. Ударцев. - М.: Машиностроение, 1988. - 170 с.
6. Kasianov, V. Subjective entropy of preferences [Text]: monograph / V. Kasianov. - Warsaw: Institute of aviation, 2013. - 450 p.
7. Касьянов, В.А. Субъективный анализ [Текст]: моногр. / В.А. Касьянов. - К.: НАУ, 2007. - 512 с.

8. Касьянов, В.А. Элементы субъективного анализа [Текст]: моногр. / В.А. Касьянов. – К.: НАУ, 2003. – 224 с.

9. Kasyanov, V.O. Variational principle in the problem of ship propulsion and power plant operation with respect to subjective preferences [Text] / V.O. Kasyanov, A.V. Goncharenko // Науковий вісник Херсонської державної морської академії: Науковий журнал. – 2012. – № 2 (7). – С. 56-61.

10. Goncharenko, A.V. Mathematical modeling of the ship's main engine random operational process

[Text] / A.V. Goncharenko // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С. 117-125.

11. Goncharenko, A.V. Measures for estimating transport vessels operators' subjective preferences uncertainty [Text] / A.V. Goncharenko // Науковий вісник Херсонської державної морської академії: Науковий журнал. – 2012. – № 1(6). – С. 59-69.

12. Прудников, А.П. Интегралы и ряды. Элементарные функции [Текст] / А.П. Прудников, Ю.А. Брычков, О.И. Маричев. – М.: Наука, 1981. – 800 с.

Поступила в редакцию 20.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. судноводіння, охорони праці та навколишнього середовища В.Є. Леонов, Херсонська державна морська академія, Херсон.

ПРИНЦИП ЭКСТРЕМИЗАЦИИ СУБЪЕКТИВНОЙ ЭНТРОПИИ КАК ИНСТРУМЕНТ УПРАВЛЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОЙ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬЮ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПОЛЕТА САМОЛЕТА

А.В. Гончаренко

Эта статья продолжает ранее начатые исследования оптимального управления в активных системах. В приложении к решению проблемы управления горизонтальным полетом самолета максимальной продолжительности предложено использовать принцип экстремизации энтропии индивидуальных субъективных предпочтений, в качестве удобного инструмента. Опираясь лишь на этот принцип, можно обнаружить оптимальный режим эксплуатационного управления, даже не зная экстремального. Поскольку принцип экстремизации субъективной энтропии позволяет; независимо от условий трансверсальности, Вейерштрасса-Эрдманна, принципа максимума Л.С. Понтрягина (СССР), а также принципа оптимальности Р. Беллмана (США); нахождение экстремалей, их оптимальных соединений всех типов: либо разрывных со смещением, либо, как гладких, так и угловых, для закрытых и ограниченных областей; обусловленное единственно априорным условием уравнений Эйлера-Лагранжа; предлагается назвать этот принцип именем его автора, профессора Владимира Александровича Касьянова, Национальный авиационный университет (Киев, Украина). Выполнены необходимые расчеты. Построены соответствующие диаграммы.

Ключевые слова: максимальная продолжительность, горизонтальный полет, субъективная энтропия, индивидуальные предпочтения, многоальтернативность, управление активными системами, активный элемент, вариационная задача, эксплуатационный функционал.

ПРИНЦИП ЕКСТРЕМІЗАЦІЇ СУБ'ЄКТИВНОЇ ЕНТРОПІЇ ЯК ІНСТРУМЕНТ КЕРУВАННЯ МАКСИМАЛЬНОЮ ТРИВАЛІСТЮ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПОЛЬОТУ ЛІТАКА

А.В. Гончаренко

Ця стаття продовжує раніше розпочаті дослідження оптимального керування в активних системах. У застосуванні до розв'язання проблеми керування горизонтальним польотом літака максимальної тривалості запропоновано використовувати принцип екстремізації ентропії індивідуальних суб'єктивних переваг, у якості зручного інструменту. Спираючись лише на той принцип, можливо виявити оптимальний режим експлуатаційного керування, навіть не знаючи екстремального. Оскільки принцип екстремізації суб'єктивної ентропії дозволяє; незалежно від умов трансверсальності, Вейерштрасса-Ердманна, принципу максимума Л.С. Понтрягіна (СРСР), а також принципу оптимальності Р. Беллмана (США); знаходження екстремалей, їхніх оптимальних з'єднань усіх типів: або розривних зі зміщенням, або, як гладких, так і кутових, для закритих та обмежених областей; обумовлене єдине априорною умовою рівнянь Ейлера-Лагранжа; пропонується назвати цей принцип іменем його автора, професора Володимира Олександровича Касьянова, Національний авіаційний університет (Київ, Україна). Виконано необхідні розрахунки. Побудовано відповідні діаграми.

Ключові слова: максимальна тривалість, горизонтальний політ, суб'єктивна ентропія, індивідуальні переваги, багатоальтернативність, керування активними системами, активний елемент, варіаційна задача, експлуатаційний функціонал.

Гончаренко Андрій Вікторович – канд. техн. наук, докторант кафедри механіки Національного авіаційного університету, Київ, Україна, e-mail: andygoncharenko@yahoo.com.

УДК 629.735.035.3'7:004.67(045)

В.В. ПАНІН¹, С.В. ЄНЧЕВ², С.С. ТОВКАЧ²¹ Київська державна академія водного транспорту ім. П. Сагайдачного, Київ, Україна² Національний авіаційний університет «НАУ», Київ, Україна

КОМБІНОВАНІ МОДЕЛІ ОБРОБКИ ІНФОРМАЦІЇ В ЕЛЕКТРОННИХ СИСТЕМАХ КЕРУВАННЯ АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ

Стаття присвячена розробці сучасних моделей і алгоритмів з використанням вейвлетів і нейронечітких мереж для обробки інформації в електронних системах керування авіаційних газотурбінних двигунів. Розглядається комбінація нейронних мереж і систем нечіткого логічного виводу для навчання нечіткої вейвлет-нейронної мережі; структура вейвлет-нейрона, а також алгоритм його навчання, використовуючи градієнтну процедуру. На основі алгоритму Сугено наведено застосування нечіткого логічного виводу при вейвлет-аналізі сигналів для початкового вибору материнського вейвлету.

Ключові слова: ідентифікація, електронна система керування, газотурбінний двигун, нейронечіткі мережі, вейвлет-аналіз, апроксимація, вейвлет-нейрон, нечітка вейвлет-нейронна мережа.

Вступ

Сучасний розвиток електронних систем керування авіаційними газотурбінними двигунами (ГТД) характеризується зростанням у них інформаційної складової [1]. В даний час структура інформаційної складової така, що отримання на її основі строгої математичної моделі за допомогою методів інтерполяції або екстраполяції, що зводяться до задачі побудови регресійних рівнянь, досить складно, а в деяких випадках неможливо. В умовах не детермінованої системи (де відсутній чіткий функціональний зв'язок між причиною і наслідком) накладаються значні обмеження на використання поширених методів системного аналізу – наприклад, статистики. У таких умовах добре зарекомендували себе інтелектуальні системи, побудовані на основі теорії нечітких множин і нейронних мереж [2]. Паралельно з інтелектуальними системами розвивався апарат вейвлетів [4], що є досить ефективним засобом локального представлення сигналів як в часовій, так і в частотній областях.

1. Постановка проблеми

Кожен з методів інтелектуальних систем має свої переваги і недоліки, що в окремо дозволяє з їх допомогою ефективно вирішувати різні задачі. Останнім часом спостерігається тенденція до об'єднання різних підходів у гібридні інтелектуальні системи, які дозволяють посилити ефективність застосування. На стику цих концепцій з'явилися нові конструкції, що отримали назву нечітких нейронних мереж [2] та вейвлет-нейронних мереж [3],

які поєднують в собі гнучкість і здатність до навчання нейронних мереж, можливості компактного опису сигналів, властиве вейвлетам і можливість побудови прозорих правил виводу рішень на основі апарату нечіткої логіки.

Слід зазначити, що в роботах науковців не приділяється увага вейвлет-оцінюванню випадкових послідовностей та формалізації вибору вейвлету при вейвлет-аналізі, в наслідок чого вейвлет підбирається «вручну», буквально під кожну конкретну ситуацію; не достатньо висвітлена математична задача ідентифікації користувача інформаційної системи; процедури навчання гібридних мереж, які традиційно використовуються, мають низьку швидкість збіжності, що в свою чергу обмежує їх використання, особливо при роботі в реальному часі.

У зв'язку з цим актуальною є задача розробки методів і алгоритмів обробки інформації на основі спільного використання теорії нейронних мереж, теорії вейвлетів і теорії нечітких систем, що мають підвищену швидкість навчання, здатних функціонувати в умовах апріорної та поточної невизначеності.

2. Основна частина

Комбінація нейронних мереж і систем нечіткого логічного виводу. Систему нечіткого логічного виводу можна представити у вигляді нейронечіткої мережі – нейронної мережі прямого поширення сигналу особливого типу. Історія нейронечітких мереж починається з 1991 р., коли Янг запропонував ANFIS-модель [5]. Архітектура нейронечіткої мережі ізоморфна нечіткій базі знань. У нейронечітких мережах використовується диференційовані реалізації

трикутних норм (множення і ймовірнісне АБО), а також гладкі функції приналежності. Це дозволяє застосовувати для нейронечітких мереж алгоритми навчання нейронних мереж, засновані на методі зворотного поширення похибки.

ANFIS реалізує систему нечіткого виводу Сугено у вигляді п'ятишарової нейронної мережі прямого розповсюдження сигналу:

- перший шар – терми вхідних змінних;
- другий шар – посилення нечітких правил;
- третій шар – нормалізація ступенів виконання правил;
- четвертий шар – виводи правил;
- п'ятий шар – агрегування результату, отриманого за різними правилами.

Входи мережі в окремий шар не виділяють. На рис. 1 зображена ANFIS-мережа з двома вхідними змінними (x_1 і x_2) і чотирма нечіткими правилами. Для лінгвістичної оцінки вхідної змінної x_1 використовується три терми, для змінної x_2 – дві терми.

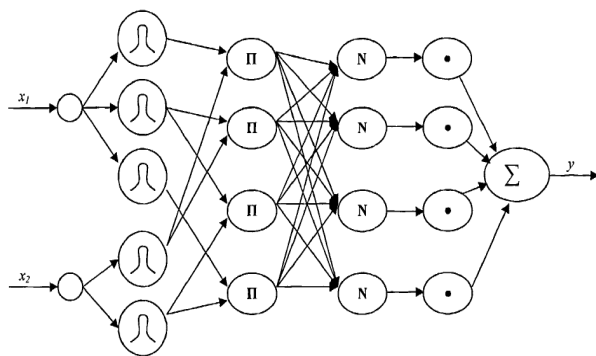


Рис. 1. Приклад нейронечіткої мережі

Використовуємо наступні позначення:

- $x_i, i = \overline{1, n}$ – входи мережі;
- y – вихід мережі;
- R_r : якщо $x_1 = a_{1,r} \text{ I } \dots \text{ I } x_n = a_{n,r}$, то $y = bK_{0,r} + bK_{1,r}x_1 + \dots + bK_{n,r}x_n$ – нечітке правило з порядковим номером r ;
- m_p – кількість правил, $r = \overline{1, m_p}$;
- $a_{i,r}$ – нечіткий терм з функцією приналежності $\eta_r(x_i)$, застосовуваний для лінгвістичної оцінки змінної x_i , в r -ому правилі ($r = \overline{1, m_p}, i = \overline{1, n}$);
- $bK_{q,r}$ – коефіцієнти на виході r -го правила ($r = \overline{1, m_p}, q = \overline{0, n}$).

ANFIS-мережа функціонує наступним чином.

Шар 1. Кожен вузол шару представляє один терм з певною функцією приналежності. Входи мережі $x_i, i = \overline{1, n}$ з'єднані тільки зі своїми термами.

Кількість вузлів першого шару дорівнює сумі потужностей терм-множин вхідних змінних. На вихід подається ступінь приналежності значення вхідної змінної відповідній нечіткій термі:

$$\mu_r(x_i) = \frac{1}{1 + \left| \frac{x_i - c}{a} \right|^{2 \cdot b}},$$

де a, b, c – налаштовувані параметри функції приналежності.

Шар 2. Кількість вузлів другого шару рівне m_p . Кожен вузол цього шару відповідає одному нечіткому правилу. Вузол другого шару з'єднаний з тими вузлами першого шару, які формують посилення відповідного правила. Отже, кожен вузол другого шару може приймати від 1 до n сигналів. Виходом вузла є ступінь виконання правила, яка розраховується як добуток вхідних сигналів. Позначимо виходи вузлів цього шару через $eX_r, r = \overline{1, m_p}$.

Шар 3. Кількість вузлів третього шару також рівне m_p . Кожен вузол цього шару розраховує відносну ступінь виконання нечіткого правила за формулою:

$$eX_r^* = \frac{eX_r}{\sum_{j=1, m_p} eX_j}.$$

Шар 4. Кількість вузлів також рівне m_p . Кожен вузол з'єднаний з одним вузлом третього шару, а також з усіма входами мережі (на рис. 1 зв'язки з входами не показані). Вузол четвертого шару розраховує вклад одного нечіткого правила у вихід мережі за формулою:

$$y_r = eX_r^* (bK_{0,r} + bK_{1,r}x_1 + \dots + bK_{n,r}x_n).$$

Шар 5. Єдиний вузол цього шару підсумовує вклади всіх правил:

$$y = \sum_{j=1}^{m_p} y_j.$$

Типові процедури навчання нейронних мереж можуть бути застосовані для налаштування ANFIS-мережі, так як в ній використовуються тільки диференційовані функції. Зазвичай застосовується комбінація градієнтного спуску у вигляді алгоритму зворотного поширення похибки та методу найменших квадратів. Алгоритм зворотного поширення похибки налаштовує параметри посилок правил, тобто функцій приналежності. Методом найменших квадратів оцінюються коефіцієнти виходів правил, так як вони лінійно пов'язані з виходом мережі. Кожна ітерація процедури налаштування виконується в два етапи. На першому етапі на входи подається навчальна вибірка і по нев'язці між бажаною і дійсною поведін-

ною мережі методом найменших квадратів знаходяться оптимальні параметри вузлів четвертого шару. На другому етапі залишкова нев'язка передається з виходу мережі на входи і методом зворотного поширення похибки модифікуються параметри вузлів першого шару. При цьому знайдені на попередньому етапі коефіцієнти виходів правил не змінюються. Ітераційна процедура налаштування триває, поки нев'язка перевищує заздалегідь встановлене значення. Для налаштування функцій приналежності, крім методу зворотного поширення помилки, можуть використовуватися й інші алгоритми оптимізації, наприклад, метод Левенберга-Марквардта [2, 5].

Незважаючи на переваги штучних нейронних мереж, нечітких систем і гібридних мереж, використання даних математичних апаратів ускладнюється при обробці нестационарних стохастичних послідовностей. Гнучку техніку обробки сигналів дає теорія вейвлетів.

Комбінація нейронних мереж і вейвлетів.

Необхідність обробки інформації в реальному часі призвела до появи адаптивних вейвлет-нейронних мереж [3, 4], ефективність яких, визначається швидкістю збіжності використовуваних алгоритмів навчання, в якості яких, як правило, використовуються градієнтні процедури з підбираючими емпірично параметрами кроку. Але низька швидкість звичайних градієнтних алгоритмів і архітектурна громіздкість більшості вейвлет-нейронних мереж можуть викликати певні труднощі при обробці швидкоплинних процесів.

Розглянемо структуру вейвлет-нейрона, наведену на рис. 2. Як видно, вейвлет-нейрон досить близький по конструкції до стандартного «n-входового формального нейрона», однак замість звичайних настроюваних синаптичних ваг містить вейвлет-синапси $WS_i, i = 1, 2, \dots, n$, навчаючими параметрами яких є не тільки ваги w_{ji} , але й фактори розтягу та зсуву дочірніх вейвлетів $\varphi_{ji}(x_i(k))$.

При подачі на вхід вейвлет-нейрона векторного сигналу $x(k) = (x_1(k), x_2(k), \dots, x_n(k))^T$ (тут $k = 0, 1, 2, \dots$ – поточний дискретний час) на його виході з'являється скалярне значення $y(k)$:

$$y(k) = \sum_{i=1}^n f_i(x(k)) = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{h_i} w_{ji}(k) \varphi_{ji}(x_i(k)).$$

яке визначається як налаштованими вагами $w_{ji}(k)$, так і використовуваними вейвлет-функціями $\varphi_{ji}(x_i(k))$.

В складі нейромереж в якості материнських вейвлетів доцільно використовувати сімейство поліноміальних віконних функцій POLYWOG-wavelets [4], найпростішою з яких є

$$\varphi_{ji}(x_i(k)) = \sqrt{e} x_i(k) \exp(-(x_i^2(k))/2). \quad (1)$$

Серед інших POLYWOG-вейвлетів слід зазначити також дуже популярну в теорії штучних нейронних мереж функцію «Мексиканський капелюх», яка має вигляд

$$\varphi_{ji}(x_i(k)) = (1 - x_i^2(k)) \exp(-(x_i^2(k))/2).$$

Основною особливістю POLYWOG-функцій є те, що всі їх похідні також є вейвлетами.

Дочірнім вейвлетом функції (1) є

$$\begin{aligned} \varphi_{ji}(x_i(k)) &= \sqrt{e} \tau_{ji}(k) \exp(-\tau_{ji}^2(k)/2) = \\ &= t_{ji}(k) \exp(-\tau_{ji}^2(k)/2), \end{aligned}$$

де $\tau_{ji}(k) = \frac{x_i(k) - c_{ji}(k)}{\sigma_{ji}(k)}$, $c_{ji}(k), \sigma_{ji}(k)$ – параметри, що визначають положення центру (зсуву) і ширину (розтяг).

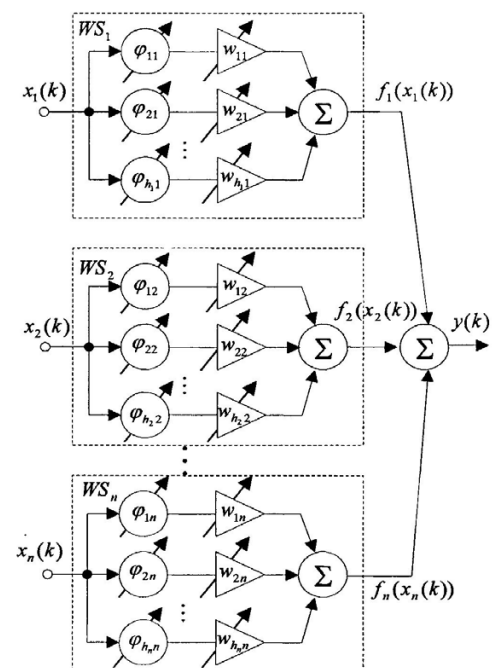


Рис. 2. Вейвлет-нейрон

В якості критерію навчання вейвлет-нейрона використовується традиційна квадратична функція похибки:

$$\begin{aligned} E(k) &= \frac{1}{2} (y^*(k) - y(k))^2 = \frac{1}{2} e^2(k) = \\ &= \frac{1}{2} \left(y^*(k) - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{h_i} w_{ji} \varphi_{ji}(x_i(k)) \right)^2 \end{aligned} \quad (2)$$

де $y^*(k)$ – зовнішній навчальний сигнал.

Застосовуючи для мінімізації (2) градієнтну процедуру, можна записати алгоритм навчання вейвлет-нейрона у вигляді

$$\begin{cases} w_{ji}(k+1) = w_{ji}(k) + \eta^w(k)e(k)t_{ji}(k) \exp\left(-\frac{\tau_{ji}^2(k)}{2}\right), \\ c_{ji}(k+1) = c_{ji}(k) + \eta^c(k)e(k)w_{ji}(k)t_{ji}^c(k) \exp\left(-\frac{\tau_{ji}^2(k)}{2}\right), \\ \sigma_{ji}^{-1}(k+1) = \sigma_{ji}^{-1}(k) + \eta^\sigma(k)e(k)w_{ji}(k)t_{ji}^\sigma(k) \exp\left(-\frac{\tau_{ji}^2(k)}{2}\right), \end{cases}$$

де скалярні коефіцієнти $\eta^w(k)$, $\eta^c(k)$, $\eta^\sigma(k)$ визначають крок зсуву в просторі настроюваних параметрів.

Застосування нечіткого логічного виводу при вейвлет-аналізі сигналів. Обробка сигналів з використанням апарату вейвлетів ускладнюється початковим вибором виду материнського вейвлета. Звичайно як параметра, що визначає цей вибір, виступає зовнішня схожість виду досліджуваної функції та функції перетворення. Крім того, для розв'язку задачі шумоподавлення використовують порогову обробку (трешолдінг) вейвлет-коефіцієнтів, яка ускладнюється початковим вибором типу порогової обробки. Від цього типу залежить якість шумоподавлення сигналу, яке оцінюється у відношенні сигнал/шум. Для подолання зазначених недоліків у дослідженнях пропонується використовувати схему вейвлет-аналізу, в якій з використанням нечіткої системи визначається вид вейвлета і тип порогу при м'якому трешолдінгу, тобто пороговій обробці, при якій до нуля наближаються всі коефіцієнти за модулем менші значення порогу, а інші коефіцієнти зменшуються за модулем на величину порогу (рис. 3).

Проілюструємо запропоновану модель на простому прикладі. Була створена нечітка система з 5 входними змінними і 1 вихідною. В якості входних змінних виступають такі властивості вейвлетів: аналіз; симетрія; регулярність; компактний носій; нульові моменти. В якості терм-множини першої лінгвістичної змінної використовувалася множина $T_1 = \{\text{“ортогональний”, “майже ортогональний”, “не ортогональний”, “біортогональний”}\}$. В якості терм-множини другої лінгвістичної змінної використовувалася множина $T_2 = \{\text{“вейвлети симетричні”, “вейвлети майже симетричні”, “вейвлети не симетричні”}\}$. В якості терм-множини третьої лінгвістичної змінної використовувалася множина $T_3 = \{\text{“слабка”, “середня”, “сильна”}\}$.

В якості вихідної змінної виступає змінна «номер сімейства вейвлета» зі списку: 0) предвейвлети; 1) вейвлети Мейера, 2) вейвлети Добеши; 3) симлети; 4) койфлети; 5) біортогональні пари вейвлетів.

В якості алгоритму нечіткого виводу використовується алгоритм Сугено нульового порядку з постійними функціями належності вихідного блоку. Алгоритм Сугено першого порядку не використову-

ється, оскільки відсутні знання про лінійної залежності між входними і вихідними змінними.

Система нечіткого виводу містить 6 правил нечітких продукцій:

ПРАВИЛО 1: ЯКЩО «аналіз не ортогональний» І «вейвлети симетричні» І «немає компактного носія», ТО «вейвлети із сімейства предвейвлетів».

ПРАВИЛО 2: ЯКЩО «аналіз ортогональний» І «вейвлети симетричні» І «немає компактного носія», ТО «вейвлети з сімейства вейвлетів Мейера».

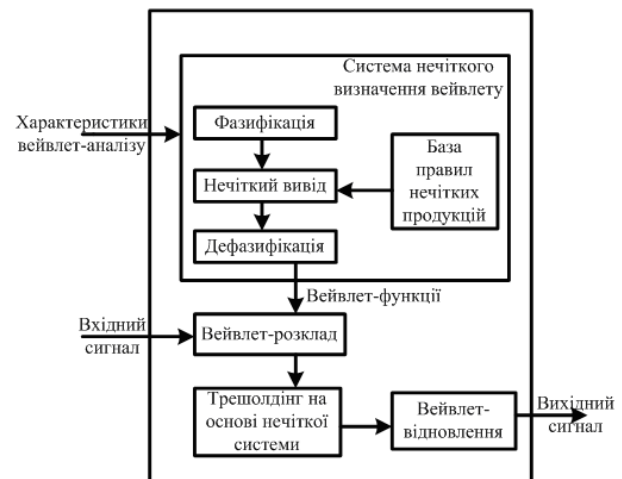


Рис. 3. Вейвлет-аналіз сигналу з використанням нечіткого виводу

ПРАВИЛО 3: ЯКЩО «аналіз ортогональний» І «вейвлети не симетричні» І «є компактний носій» І «слабка регулярність», ТО «вейвлети з сімейства вейвлетів Добеши».

ПРАВИЛО 4: ЯКЩО «аналіз ортогональний» І «вейвлети майже симетричні» І «є компактний носій» І «слабка регулярність» І «немає нульових моментів», ТО «вейвлети із сімейства симлетів».

ПРАВИЛО 5: ЯКЩО «аналіз ортогональний» І «вейвлети майже симетричні» І «є компактний носій» І «слабка регулярність» І «є нульові моменти», ТО «вейвлети із сімейства койфлетів».

ПРАВИЛО 6: ЯКЩО «аналіз біортогональний» І «вейвлети симетричні» І «середня регулярність» І «є компактний носій», ТО «вейвлети біортогональні».

Можливе використання моделі нечіткої вейвлет-нейронної мережі AWNFIS, яка реалізує систему нечіткого виводу Сугено у вигляді п'ятишарової нейронної мережі прямого розповсюдження сигналу (рис. 1). Головною відмінністю є використання вейвлет-функцій приналежності у першому шарі.

Висновок

В процесі дослідження комбінованих моделей обробки інформації в електронних системах керування авіаційних ГТД розроблено алгоритм вияв-

лення материнського вейвлету на основі апарату нечіткої логіки; модифіковано алгоритм навчання вейвлет-нейрона на основі градієнтних методів; розроблені математична модель і алгоритм реалізації нечіткої вейвлет-нейронної мережі. Запропонований підхід комбінованої обробки інформації може бути використано при побудові системи діагностування технічного стану ГТД, його елементів та системи керування.

Література

1. Пашаев, А.М. Оценка технического состояния ГТД по полетной информации [Текст] / А.М. Пашаев, Р.А. Садыхов, Н.В. Макаров // Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели: тез. докл. XI Всерос. межвуз. науч.-техн. конф. – М.: МГТУ, 2003. – С.35.

2. Амосов, О.С. Интеллектуальные информационные системы. Нейронные сети и нечеткие системы [Текст]: учеб. пособие / О.С. Амосов. – Комсомольск-на-Амуре: ГОУВПО «КНАГТУ», 2005. – 106 с.

3. Магола, Д.С. Модели и алгоритмы обучения вейвлет-нейронных сетей и нечетких вейвлет-нейронных сетей [Текст] / Д.С. Магола // Информатика и системы управления. – 2008. – № 3 (17). – С. 91-101.

4. Астафьева, Н.М. Вейвлеты и их использование [Текст] / Н.М. Астафьева, И.О. Дремин // Успехи физических наук. – 2001. – № 5. – С. 465-561.

5. Бодянский, Я.В. Искусственные нейронные сети: архитектуры, обучение, применения [Текст] / Е.В. Бодянский. – Х.: ТЕЛТЕХ, 2004. – 369 с.

Поступила в редакцию 31.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., профессор кафедры М.М. Митрахович, Національний авіаційний університет, Київ.

КОМБИНИРОВАННЫЕ МОДЕЛИ ОБРАБОТКИ ИНФОРМАЦИИ В ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В.В. Панин, С.В. Енчев, С.С. Товкач

Статья посвящена разработке современных моделей и алгоритмов с использованием вейвлетов и нейронно-нечетких сетей для обработки информации в электронных системах управления авиационных газотурбинных двигателей. Рассматривается комбинация нейронных сетей и систем нечеткого логического вывода для обучения нечеткой вейвлет-нейронной сети; структура вейвлет-нейрона, а также алгоритм его обучения, используя градиентную процедуру. На основе алгоритма Сугено приведены применения нечеткого вывода при вейвлет-анализе сигналов для первоначального выбора материнского вейвлета.

Ключевые слова: идентификация, электронная система управления, газотурбинный двигатель, нейронно-нечеткие сети, вейвлет-анализ, аппроксимация, вейвлет-нейрон, нечеткая вейвлет-нейронная сеть.

COMBINED MODELS OF INFORMATION PROCESSING IN THE ELECTRONIC CONTROL SYSTEMS OF AIRCRAFT ENGINES

V.V. Panin, S.V. Enchev, S.S. Tovkach

The article is devoted to the development of advanced models and algorithms using wavelets and network-based fuzzy inference systems for information processing in electronic control systems of gas turbine engines. Considered the combination of neural networks and fuzzy logic inference systems for training the wavelet-network-based fuzzy inference system; the structure of wavelet neuron and its learning algorithm, using a gradient procedure. Described using fuzzy inference in wavelet analysis of signals for the initial choice of the mother wavelet based on Sugeno algorithm.

Key words: identification, electronic control system, gas turbine engine, network-based fuzzy inference systems, the wavelet analysis, approximation, wavelet neuron, wavelet-network-based fuzzy inference system.

Панин Владислав Вадимович – д-р техн. наук, профессор, ректор Київської державної академії водного транспорту ім. гетьмана П. Сагайдачного, Київ, Україна, e-mail: academy@maritime.kiev.ua.

Енчев Сергій Васильович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автоматизації та енергоменеджменту Аерокосмічного інституту Національного авіаційного університету «НАУ», Київ, Україна, e-mail: esw@ukr.net.

Товкач Сергій Сергійович – аспірант кафедри автоматизації та енергоменеджменту Аерокосмічного інституту Національного авіаційного університету «НАУ», Київ, Україна, e-mail: tcctit7@ukr.net.

УДК 681.586

А.Г. БУРЯЧЕНКО, Г.С. РАНЧЕНКО, С.М. РЯБОКОНЬ

АО «Элемент», Одесса, Украина

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ НАДЕЖНОСТИ АВИАЦИОННЫХ ДАТЧИКОВ ДАВЛЕНИЯ

Приведены методика и результаты экспериментальных исследований параметрической надежности (долговременной стабильности параметров) датчиков давления производства фирмы Kulite (США), сертифицированных для полетов и уже около 10 лет довольно широко применяемых в качестве комплектующих изделий в российском и украинском авиадвигателестроении. Исследования проведены на двух выборках – на датчиках, подвергшихся длительному (до 7,5 лет) хранению на складе потребителя и в последующем обеспечивших государственные сертификационные испытания двигателя Д-27 ГП «Ивченко–Прогресс», и на датчиках, интегрированных в состав системы СИД-3-148 (подсистемы САУ двигателя Д-436-148) и прошедших в ее составе эквивалентно-циклические испытания, воспроизводящие воздействия внешних механических и климатических факторов, соответствующих условиям эксплуатации, с общей эквивалентной наработкой более 56000 ч.

Ключевые слова: сертифицированные для полетов датчики, погрешность, долговременная стабильность, ресурс, срок эксплуатации.

Введение

Настоящая статья является продолжением ряда публикаций АО «Элемент», посвященных созданию современных датчиков и систем измерения давления для образцов авиационной техники. В частности, таких публикаций, как [1 – 7], освещающих критерии выбора и основные принципы и результаты использования первичных преобразователей давления, пригодных как для интеграции в состав измерительных блоков, так для установки непосредственно на двигатель и использования в качестве конструктивно обособленных звеньев систем измерения.

В [2, 3, 5] показано, что главным критерием при выборе первичного преобразователя для построения канала измерения давления является его долговременная стабильность, поскольку все остальные составляющие погрешности могут быть компенсированы в процессе обработки сигнала.

В то же время, создание первичных преобразователей давления бортового применения, сохраняющих стабильность характеристик в условиях воздействия жестких дестабилизирующих факторов внешней среды и многократное циклическое изменение контролируемого давления на входе, является непростой задачей (прежде всего в технологическом смысле), что подтверждается практикой изготовителей, присутствующих на мировом рынке.

В этой связи, все данные, полученные по результатам испытаний и эксплуатации, являются ценными источниками информации, как для разработчиков бортовой аппаратуры, так и для самих

фирм-изготовителей датчиков.

В настоящей статье представлены результаты экспериментального исследования долговременной стабильности характеристик закупаемых украинскими авиадвигателестроителями датчиков давления фирмы Kulite по результатам длительного (до 7,5 лет) хранения у потребителя с последующими государственными сертификационными испытаниями (ГСИ) в составе двигателя и по результатам эквивалентно-циклических испытаний в составе систем СИД-3-148 с подтверждением ресурса 40000 ч.

Такое исследование стало возможным, поскольку закупки датчиков (по крайней мере, в небольших количествах) начались уже около 10 лет назад и к настоящему времени:

- стали доступны для исследования образцы, приобретенные в 2005 – 2007 годах;
- были завершены эквивалентно-циклические испытания системы измерения давления СИД-3-148, разработанной АО «Элемент» и являющейся подсистемой САУ двигателя Д-436-148 самолета Ан-148.

1. Экспериментальная часть

1.1. Объект исследований

Изучение параметрической надежности выполнено на двух группах датчиков:

- датчики типов АРТ-358 (двухканальные) и АРТ-359 (одноканальные), изготовленные по заказу ГП «Ивченко–Прогресс» и обеспечившие ГСИ дви-

гателя Д-27 – далее по тексту именуемые первой группой;

- вторая группа – датчики типа АРТ-327 (двухканальные), включенные в комплектацию системы измерения давления СИД-3-148 и прошедшие эквивалентно-циклические испытания в ее составе.

Датчики обеих групп являются первичными преобразователями, т.е. не имеют в своем составе усилителей сигнала и стабилизаторов напряжения питания. Номинальный выходной сигнал датчика в заданном диапазоне преобразования давления составляет 100 мВ при питании напряжением постоянного тока 10 В.

Датчики первой из рассматриваемых групп (11 штук) были выпущены в период с 20.09.2005 по 26.04.2007. Эти датчики использовались на ГП «Ивченко–Прогресс» эпизодически при испытаниях и к моменту установки 11.09.2012 на двигатель Д-27 №27-18 для проведения ГСИ не имели значительной наработки, так что интервалы от 6 до 7,5 лет с даты выпуска до начала ГСИ можно считать временем хранения.

При ГСИ двигателя Д-27 №27-18 наработка каждого из датчиков составила около 400 ч и, соответственно суммарная – немногим более 4000 ч.

Датчики второй группы интегрированы в состав двух систем СИД-3-148 (№ 1024 и № 1025) – по два двухканальных датчика в каждой системе.

С октября 2011 по октябрь 2012 года указанные блоки СИД-3-148 прошли 57 циклов механических и климатических воздействий, состав каждого из которых отражен в табл. 1.

В таблице также указаны значения эквивалентной наработки одного блока в каждом режиме с учетом коэффициента ускорения.

Таблица 1

Состав и последовательность воздействий на блок СИД-3-148 в одном цикле

Наименование воздействия	Эквивалентная наработка, ч
Ударные нагрузки при скорости 120 ударов в минуту	0,5
Вибрационные нагрузки	10
Комбинированное воздействие повышенной влажности при повышенной температуре и включении-выключении питания	240
Пониженная температура (до минус 40 °С)	1
Комбинированное воздействие повышенной (до 80 °С) температуры и включения-выключения питания	240

В результате индивидуальная эквивалентная наработка каждого датчика в составе системы при испытаниях составила 28000 ч, а суммарная для четырех датчиков – 112000 ч.

1.2. Методика исследований

Для первой группы оценка долговременной стабильности выполнена с использованием результатов измерений параметров датчиков изготовителем на приемо-сдаточных испытаниях при выпуске из производства в 2005 – 2007 годах, т.е. индивидуальной функции преобразования.

Дело в том, что обычно и изготовитель, и потребитель при проверке пригодности датчиков ориентируются на номинальную функцию преобразования, которая включает в себя разброс от экземпляра к экземпляру, а в ряде случаев, и температурную составляющую. Допуск при проверке относительно номинальной функции обычно нормируется в пределах $\pm(1... 3) \%FS$ (проценты полной шкалы или проценты от верхнего предела). Такое нормирование бывает удобно «конечному потребителю», но неинформативно для разработчика измерительной системы, в которую датчик интегрируется как первичное звено [3, 5].

Для оценки долговременной стабильности выполнено сравнение индивидуальной функции преобразования датчика, зарегистрированной изготовителем (Kulite), и результатов определения характеристик датчиков в АО «Элемент» после демонтажа с двигателя по завершении ГСИ.

Погрешность нестабильности для каждой заданной точки диапазона P_i вычислялась по формуле:

$$\gamma_{\text{инд}}(P_i) = \frac{100\% \cdot [U_{\text{outEl}}(P_i) - U_{\text{outKul}}(P_i)]}{\Delta U}, \quad (1)$$

где U_{outEl} и U_{outKul} – значения выходного сигнала по результатам измерений в АО «Элемент» и на фирме Kulite соответственно;

ΔU – диапазон (разность между верхним и нижним пределами) выходного сигнала.

Для проведения измерений в АО «Элемент» использованы манометр поршневой МП-60М (кл.0,05), манометр цифровой DPI 800P (кл.0,025), калибратор многофункциональный TRX-II.

Как отмечалось в [2], погрешность измерений при проверке датчика отдельно от системы имеет следующие составляющие:

- задание эталонного давления;
- погрешность, вносимая отклонением питания, подаваемого на датчик, от номинального;
- составляющая, обусловленная погрешностью измерения выходного напряжения датчика.

Используемые при проверке приборы позволили обеспечить уровни указанных составляющих (в пересчете к давлению на входе) не более:

- $\pm 0,05$ % от верхнего предела преобразования давления;

- $\pm 0,01$ % от измеряемого давления;

- $\pm 0,04$ % от измеряемого давления.

Таким образом, погрешность измерений при проверке датчика отдельно от системы не превышает $\pm 0,1$ % от верхнего предела преобразования давления (или диапазона выходного сигнала) датчика ($\pm 0,1$ % FS).

По результатам предшествующих исследований [3] известно, что функция преобразования датчиков близка к линейной и наиболее точно аппроксимируется параболой. Для обеспечения максимальной корректности оценки результатов измерений в АО «Элемент» и сравнения с результатами изготовителя выполнялась аппроксимация полученной в результате измерений табличной зависимости выходного сигнала датчика U_{out} от давления на входе P полиномом второй степени (наилучшим в смысле метода наименьших квадратов) вида:

$$U_{out} = K_0 + K_1 \cdot P + K_2 \cdot P^2. \quad (2)$$

Погрешность аппроксимации для всех датчиков не превысила $0,015$ % от верхнего предела преобразования (типичный график показан на рис. 1), что свидетельствует о высокой степени точности измерений в одном цикле.

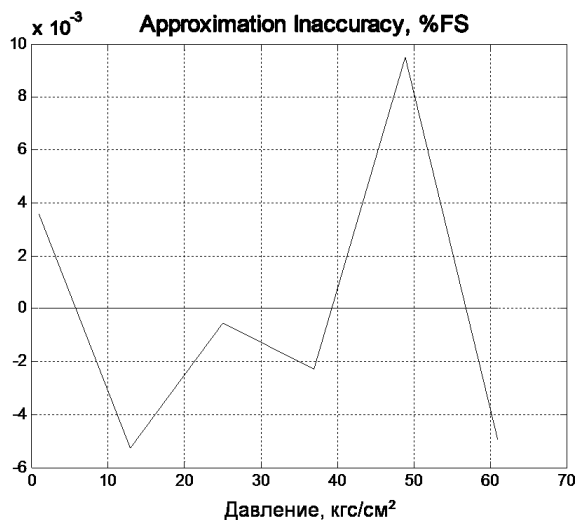


Рис. 1. Типичная зависимость погрешности аппроксимации от измеряемого давления

Проверка формы кривой $U_{out} = f(P)$ использовалась также в качестве критерия в случаях аномальных значений $\gamma_{инд}$ в отдельных точках характеристики, наблюдавшихся у двух датчиков. Одним из таких примеров является датчик типа АРТ-359-1000-3кг/см²G заводской № 6595-1-243. Для этого датчика в двух точках (из шести контролируемых

при выпуске) значения $\gamma_{инд}$ были на порядок выше, чем в остальных четырех точках – табл. 2.

Таблица 2

Датчик АРТ-359 № 6595-1-243. Сравнение измерений при выпуске и при проверке после ГСИ

P, кгс/см²	U _{out} , mV		$\gamma_{инд}$, %FS
	16.03.2006 Kulite	07.02.2013 «Элемент»	
0,0	0,36	0,32	-0,08
0,6	10,59	10,36	-0,46
1,2	20,40	20,39	-0,02
1,8	30,58	30,38	-0,40
2,4	40,31	40,33	0,04
3,0	50,18	50,22	0,08

Сравнение характера нелинейности функции преобразования по результатам двух указанных измерений (рис. 2) позволило с уверенностью утверждать, что повышенные значения $\gamma_{инд}$ обусловлены несколько менее точными измерениями для двух указанных точек при выпуске. Менее точные измерения в указанных точках при выпуске из производства привели к атипичной форме кривой, отражающей нелинейность.

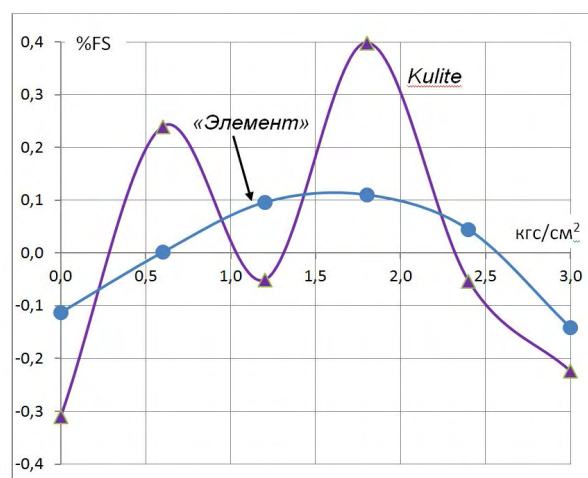


Рис. 2. Датчик АРТ-359 № 6595-1-243. Нелинейность по измерениям Kulite при выпуске и АО «Элемент» после ГСИ

Для второй группы датчиков оценка параметрической надежности выполнена посредством анализа уровня стабильности характеристик измерительных каналов системы СИД-3-148 в процессе эквивалентно-циклических испытаний. Такая методика правомерна, поскольку именно первичное звено – датчик давления – является (по крайней мере, «в норме», при отсутствии нестандартных отклонений) определяющим для обеспечения стабильности во времени [2, 3].

Контроль погрешностей каждого из восьми каналов двух представленных на испытания образцов системы был выполнен перед началом испытаний и затем проводился как в процессе воздействия внешних дестабилизирующих факторов в каждом цикле (таблица 1), так и после завершения каждого цикла.

Погрешность измерений при проверке характеристик измерительного канала определяется погрешностью задания эталонного давления. Это обусловлено тем, что измерительные каналы системы имеют цифровой выход, при этом питание датчика и преобразование его выходного сигнала обеспечиваются последующими функциональными звеньями, входящими в состав канала [3], и две составляющие по сравнению с проверкой датчика отдельно от системы отсутствуют. За счет использования при проверках указанных выше средств измерения давления была обеспечена погрешность на уровне 0,025... 0,05 % FS.

2. Анализ полученных результатов

2.1. Результаты исследований первой группы датчиков

В табл. 3 и на графиках рис. 3, 4 приведены итоговые результаты проверки долговременной стабильности четырех из одиннадцати датчиков первой группы – одноканальных датчиков АРТ-359. Значение давления в каждой точке указано в долях от верхнего предела измерений P_v , что позволяет использовать одну ось для датчиков с разными диапазонами преобразования. Смещение характеристик рассчитано по формуле (1)

Итоговые результаты проверки долговременной стабильности каждого из двух каналов остальных семи датчиков первой группы показаны на графиках рис. 4 (датчики типа АРТ-358).

Из таблицы и графиков видно, что типичные значения зарегистрированных изменений (смещений) градуировочных характеристик за 6... 7,5 лет лежат в пределах от минус 0,2 до плюс 0,3 %FS. Максимальное различие составляет 0,5... 0,6 %FS и наблюдается для двух измерительных каналов из восемнадцати рассматриваемых.

Таким образом, смещение характеристик всех исследованных датчиков после длительного хранения у потребителя и последующих испытаний в составе двигателя не превысило 0,1 %FS в год.

Такие показатели долговременной стабильности соответствуют уровню лучших мировых образцов. Причем, следует отметить, что для большинства исследованных датчиков смещение характеристики лежит в пределах $\pm 0,2$ %FS, что сравнимо с приведенной выше оценкой предела суммарной погрешности измерений при проверке – до $\pm 0,1$ %FS.

Таблица 3

Итоговые результаты проверки долговременной стабильности одноканальных датчиков АРТ-359

P/P _v	Долговременная стабильность, %FS за 6... 7,5 лет			
	№6595-1-243	№7365-5-261	№7034-9-336	№7194-1-64
0,00	-0,08	0,02	0,00	-0,52
0,20	—	0,16	0,04	-0,50
0,40	-0,02	0,02	0,02	-0,52
0,60	—	-0,02	0,08	-0,54
0,80	0,04	0,00	0,10	-0,50
1,00	0,08	-0,04	0,12	-0,60

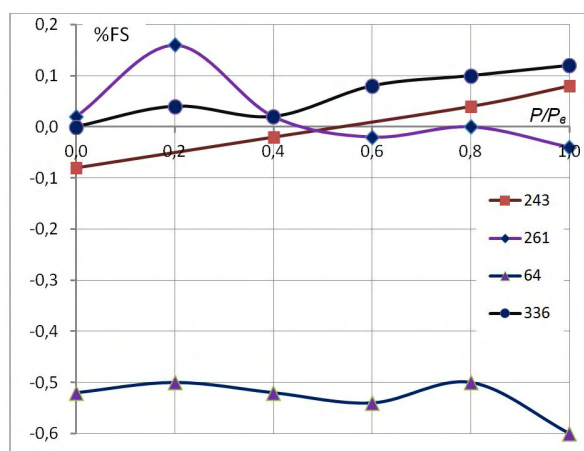


Рис. 4. Одноканальные датчики АРТ-359. Итоговые результаты проверки стабильности за 6... 7,5 лет

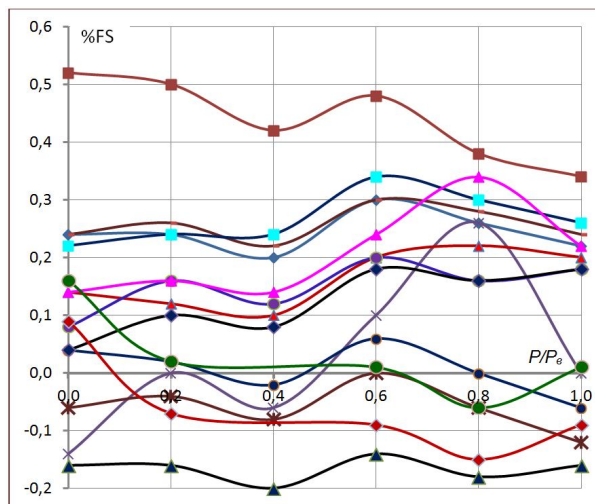


Рис. 4. Двухканальные датчики АРТ-358. Итоговые результаты проверки стабильности за 6... 7,5 лет

2.2. Результаты исследований второй группы датчиков

Первый этап эквивалентно-циклических испытаний, по результатам которого системе СИД-3-148

был установлен ресурс до первого ремонта и межремонтный 12000 ч, описан в [7].

В октябре 2012 года завершен второй этап с суммарной эквивалентной наработкой двух образцов системы СИД-3-148, превышающей 56000 ч.

Испытания прошли без сбоев и отказов. На всем протяжении испытаний при периодическом контроле погрешности измерительных каналов, построенных на базе двухканальных датчиков типа АРТ-327, регистрировались результаты в пределах:

- $\pm 0,15$ % FS для каналов с верхним пределом 137 кПа (1,4 кгс/см²);

- $\pm 0,10$ % FS для каналов с верхним пределом 2550 кПа (26 кгс/см²).

Таким образом, в течение календарного года в условиях практически постоянного воздействия внешних климатических и механических факторов, соответствующих условиям эксплуатации, при эквивалентной суммарной наработке четырех датчиков 112000 ч и индивидуальной 28000 ч, подтверждена параметрическая надежность двухканальных датчиков типа АРТ-327, интегрированных в систему измерения давления СИД-3-148.

С учетом установленных значений рисков потребителя и поставщика $\alpha = \beta = 0,3$ для системы СИД-3-148 подтвержден ресурс 40000 ч. В свою очередь, для датчиков проведенные испытания служат подтверждением ресурса около 80000 ч в заданных условиях эксплуатации.

2.3. Дополнительные данные

Следует также отметить, что эквивалентно-циклическим испытаниям предшествовал анализ технического состояния систем СИД-3-148, находящихся в эксплуатации.

Анализ был выполнен для четырех образцов, обеспечивших сертификационные испытания самолета Ан-148 [6] и подтвердил стабильность характеристик в течение двух-трех лет с даты последней градуировки (корректировки погрешностей) систем.

На рис. 5 приведены результаты проверки системы СИД-3-148 №0402 через 3 года после градуировки – зависимость погрешности от измеряемого давления в диапазоне рабочих температур от минус 40 до +85 °С.

Показанный на графиках уровень погрешностей – менее $\pm 0,15$ %FS – типичен для всех измерительных каналов проверенных образцов.

Таким образом, по результатам исследования восьми двухканальных датчиков АРТ-327 в составе систем СИД-3-148, обеспечивших сертификационные испытания самолета Ан-148, подтверждена стабильность характеристик не хуже $\pm 0,1$ % FS в год.

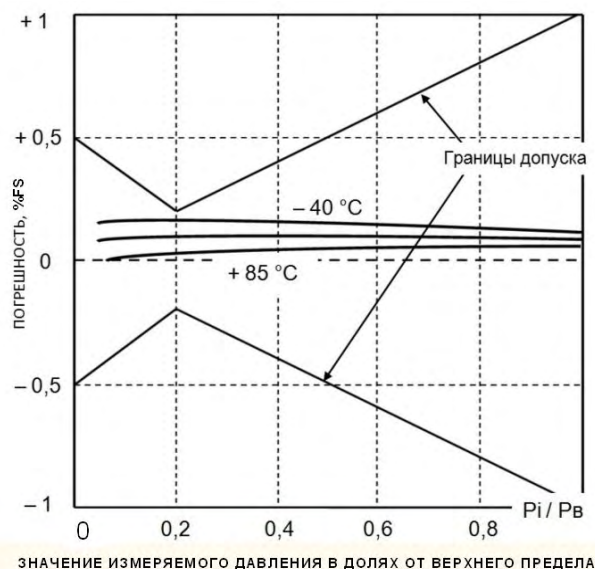


Рис. 5. СИД-3-148 №0402. Типичные характеристики измерительных каналов в диапазоне рабочих температур через 3 года после градуировки

Заключение

1. По результатам экспериментальных исследований оценена параметрическая надежность авиационных датчиков давления фирмы Kulite:

а) в условиях длительного (до 7,5 лет) хранения у потребителя и последующих испытаний в составе двигателя;

б) в условиях, соответствующих эксплуатации, с подтверждением ресурса около 80000 ч при эквивалентной индивидуальной наработке каждого датчика 28000 ч;

с) по результатам хранения и эксплуатации в составе систем СИД-3-148 (до 3 лет).

2. По результатам выполненной оценки подтвержден уровень долговременной стабильности характеристик датчиков не хуже $\pm 0,1$ %FS в год, что соответствует показателям параметрической надежности лучших мировых образцов и позволяет создавать средства контроля давления бортового применения с пределами погрешности $\pm 0,15$ %FS (или ± 1 % от измеряемого значения).

3. Перспективы изучения параметрической надежности авиационных датчиков давления состоят в расширении доказательной базы за счет:

а) проведения исследований в условиях увеличения суммарной и индивидуальной наработки датчиков, в частности, продолжения эквивалентно-циклических испытаний систем СИД-3-148;

б) увеличения объема выборки образцов, исследуемой после эксплуатации в составе двигателей, по мере роста их доступности.

Литература

1. Критерии и результаты оценки надежности датчиков давления для авиационных двигателей [Текст] / А.Г. Буряченко, Н.П. Волошина, Г.С. Ранченко, Ж. Деклама // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2004. – №7 (15). – С. 158 – 161.
2. Буряченко, А.Г. Опыт использования датчиков давления фирмы Kulite [Текст] / А.Г. Буряченко, Н.П. Волошина, Г.С. Ранченко // *Датчики и системы*. – 2004. – № 11. – С. 38 – 40.
3. Буряченко, А.Г. Технические и алгоритмические средства повышения метрологического уровня и надежности датчиков и систем измерения давления [Текст] / А.Г. Буряченко, В.М. Грудинкин // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 8 (24). – С. 195 – 199.
4. Гуревич, О.С. Перспективы развития датчиков давления для авиационных и общепромышленных ГТД [Текст] / О.С. Гуревич, А.Г. Буряченко,

Г.С. Ранченко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – № 10 (46). – С. 137 – 141.

5. Буряченко, А.Г. Требования к датчикам давления, интегрируемым в измерительные каналы бортовых ЭСУ [Текст] / А.Г. Буряченко, В.А. Антонец // *Вестник двигателестроения*. – 2010. – №2. – С. 181 – 185.

6. Опыт и результаты сертификационных испытаний интеллектуальной системы измерения давления двигателя Д-436-148 самолета Ан-148 [Текст] / В.М. Грудинкин, А.Г. Буряченко, В.Ф. Миргород, М.В. Драпак // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – № 7 (43). – С. 18 – 22.

7. Буряченко, А.Г. Увеличение ресурса интеллектуальной системы измерения давления в двигателе Д-436-148 самолета Ан-148 [Текст] / А.Г. Буряченко, Г.С. Ранченко, С.М. Рябоконт // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 7/94. – С. 167 – 170.

Поступила в редакцию 27.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, ведущий научный сотрудник В.Ф. Миргород, АО «Элемент», Одесса.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРИЧНОЇ НАДІЙНОСТІ АВІАЦІЙНИХ ДАТЧИКІВ ТИСКУ

Г.Г. Буряченко, Г.С. Ранченко, С.М. Рябоконт

Наведено методику та результати експериментальних досліджень параметричної надійності (довготермінової стабільності параметрів) датчиків тиску виробництва фірми Kulite (США), що сертифіковані для польотів та вже близько 10 років достатньо широко використовуються у якості комплектуючих виробів в російському та українському авіадвигунобудуванні. Дослідження проведені на двох вибірках – на датчиках, що зазнали довгострокового (до 7,5 років) зберігання на складі споживача та у подальшому забезпечили державні сертифікаційні випробування двигуна Д-27 ГП «Івченко–Прогрес», та на датчиках, що інтегровані до складу системи СІД-3-148 (підсистеми САУ двигуна Д-436-148) і пройшли у її складі еквівалентно-циклічні випробування з загальною еквівалентним наробітком більш ніж 56000 годин.

Ключові слова: сертифіковані для польотів датчики, похибка, довгострокова стабільність, ресурс, еквівалентно-циклічні випробування.

PARAMETRIC RELIABILITY RESEARCH RESULTS OF AIRCRAFT PRESSURE TRANSDUCERS

A.G. Buryachenko, G.S. Ranchenko, S.V. Ryabokon

Aircraft pressure transducers parametric reliability experimental research methods and results are given (long term stability of parameters). Transducers produced by Kulite Semiconductor Inc. (USA) which are certified for fly were investigated. They are the transducers which are used widely enough by Ukrainian and Russian aircraft building as components during approximately 10 years. Two groups of transducers were investigated: transducers which were stored on the customer's store and then were involved in State Test of SE IVCHENKO–PROGRESS engine D-27 and transducers which were installed inside of the system SID-3-148 (subsystem of engine D-436-148 FADEC). Transducers of SID-3-148 stood the cyclic test with this system. Cyclic test rendered the environmental mechanical and climatic factors of exploitation and the total equivalent operating time were more than 56000 hrs.

Key words: certified for fly transducers, inaccuracy, long term stability, resource, cyclic test.

Буряченко Анна Григорьевна – главный метролог АО «Элемент», Одесса, Украина, e-mail: annaodessa2007@rambler.ru.

Ранченко Геннадий Степанович – главный конструктор АО «Элемент», Одесса, Украина, e-mail: odessa@element.od.ua

Рябоконт Сергей Михайлович – начальник бюро испытаний АО «Элемент», Одесса, Украина, e-mail: odessa@element.od.ua.

УДК 004.942

В.Ф. МИРГОРОД¹, Е.В. ДЕРЕНГ²¹ *АО «Элемент», Одесса, Украина*² *Институт проблем моделирования в энергетике НАН Украины, Киев, Украина***ВЫДЕЛЕНИЕ КЛАСТЕРОВ ПРИ МНОГОМЕРНОМ ТРЕНДОВОМ АНАЛИЗЕ**

Рассмотрен подход к повышению надежности диагностических выводов о техническом состоянии силовых и энергетических установок на базе газотурбинных двигателей, основанный на построении диагностических моделей изменения состояния в виде отклонений от исходных (либо эталонных) статических характеристик и анализе двумерных комплексных трендов временных рядов таких отклонений. Комплексный трендовый анализ выполняется на основе метода главных компонент. Оптимальная аппроксимация выделенной трендовой компоненты выполняется методом наименьших квадратов. Предложен критерий разделения трендов на различные группы (кластеры) по уровню статистической связи между ними.

Ключевые слова: техническое состояние, диагностическая модель, временные ряды, трендовый анализ.

Введение

Управление жизненным циклом силовых и энергетических установок на основе газотурбинных двигателей в настоящее время осуществляется в соответствии со стратегией эксплуатации по их техническому состоянию. Последовательная реализация этапов перехода к указанной стратегии представляет собой важную научно-техническую проблему. Разрешение указанной проблемы обуславливает необходимость разработки новых, более совершенных методов и технических средств контроля состояния силовых и энергетических установок, как объектов диагностирования. Актуальная научно-прикладная задача состоит в создании методов и программных средств такого контроля, позволяющих дать статистически обоснованную оценку и прогноз изменения технического состояния на основе информации, фиксируемой аппаратными средствами систем технической диагностики (СТД).

1. Формулирование проблемы

Исходные данные в системах технической диагностики формируются в виде временных рядов: временных срезов многомерной совокупности параметров на заданном промежутке времени эксплуатации.

Объектом исследования являются процессы изменения технического состояния силовых и энергетических установок в длительной эксплуатации.

Предметом данного исследования являются статистические модели (СМ) порождения данных, методы трендового контроля и анализа, позволяющие установить факт наличия тренда и закономерности его развития [1, 2, 4, 6].

В системах технической диагностики находят широкое применение различные трендовые статистики (Хальда - Аббе, кумулятивных сумм, F-критерий и др.) [4]. Известные методы трендового контроля позволяют установить лишь факт отсутствия тренда на заданном уровне значимости [8]. В известных методах не учитывается наличие естественного тренда, вызванного выработкой ресурса. Поэтому методы трендового контроля могут быть использованы лишь для краткосрочного анализа, а опыт их применения свидетельствует о недопустимо высоком уровне ложных тревог (ошибок второго рода), что снижает доверие к результатам диагностических решений. Более совершенными являются методы трендового анализа, позволяющие восстановить трендовую компоненту и выполнить анализ тенденций ее развития. Однако методы трендового анализа предлагаются в настоящее время лишь в скалярном варианте [5, 6]. Разработка методов многомерного трендового анализа является важной для теории и необходимой для прикладных приложений, но еще нерешенной в настоящее время задачей.

Целью настоящего исследования является выделение связанных трендов в многомерных временных рядах на основе оптимальной аппроксимации трендовой компоненты временного ряда, образованного двумерной совокупностью параметров регистрации технического состояния силовых и энергетических установок в длительной эксплуатации.

2. Решение проблемы

Особенность регистрации технического состояния силовых и энергетических установок состоит в том, что в процессе эксплуатации добавляются новые данные (временные срезы), которые образуют

расширяющуюся совокупность данных (термогазо-динамических и вибропараметров):

$$\begin{aligned}\bar{x}_1 &= [x_1 x_2 \dots x_n], \\ \bar{x}_2 &= [x_1 x_2 \dots x_n x_{n+1}], \\ &\dots \\ \bar{x}_k &= [x_1 x_2 \dots x_n x_{n+k}].\end{aligned}\quad (1)$$

Известно, что информация об изменении статистических свойств временного ряда содержится в прямоугольной траекторной матрице [3, 6] размером $n \times k$

$$\begin{aligned}\bar{x}_1 &= [x_1 x_2 \dots x_n], \\ \bar{x}_2 &= [x_2 x_3 \dots x_{n+1}], \\ &\dots \\ \bar{x}_k &= [x_k x_{k+1} \dots x_{n+k-1}].\end{aligned}\quad (2)$$

В качестве статистической модели порождения данных при трендовом анализе принимается следующая модель аддитивной совокупности трендовой, циклической и помеховой (шумовой) компонент [9]:

$$\begin{aligned}\bar{x}_k &= [x_k x_{k+1} x_{k+2} \dots x_{n+k-1}] = \\ &= \bar{x}_{tr} + \bar{x}_{cicle} + \bar{x}_{noise}.\end{aligned}\quad (3)$$

Задача оптимальной аппроксимации трендовой компоненты для совокупности исходных данных (1) и статистической модели порождения данных вида (3) решена в [9].

В отличие от известных подходов, с целью выделения совместных трендов и трендов различия, предлагается следующее попарное комплексное объединение временных рядов всех регистрируемых параметров $\bar{x}_k = \bar{y}_k + j\bar{z}_k$. Для каждой из полученной таким образом совокупности прямоугольных комплексных траекторных матриц, в соответствии с методом главных компонент, далее решается стандартная задача на собственные значения и собственные векторы:

$$X_t X_t^H \bar{u}_i = \sigma_i \bar{u}_i = \sigma_i \bar{u}_i, \quad (4)$$

где индекс H означает операцию комплексного сопряжения и транспонирования, а столбцы $\bar{u}_i$ образуют матрицу из ортогональных векторов матрицы $X_t X_t^H$.

Матрица главных компонент объединенного комплексного временного ряда имеет следующий вид [1, 5]

$$F = U^H X_t, \quad (5)$$

строки которой $\bar{f}_j$ (главные компоненты) упорядочены по величине собственных чисел (выборочным дисперсиям) матрицы корреляций $X_t X_t^H$.

Каждая из строк траекторной матрицы (2) может быть представлена в виде следующего разложения по главным компонентам (5):

$$\bar{x}_s = \sum_{i=1}^k b_{si} \bar{f}_i, \quad (6)$$

где $s = \overline{1, k}$, b_{si} – коэффициенты влияния [1], определяемые решением переопределенной ($n > k$) системы линейных алгебраических уравнений

$$F^H \bar{b}_s = \bar{x}_s. \quad (7)$$

Решение (7) может быть найдено с использованием псевдообратной матрицы [5]:

$$\bar{b}_s^H = (F F^H)^{-1} F \bar{x}_s^H. \quad (8)$$

Такое решение является оптимальным по критерию наименьших квадратов [5], поскольку одновременно минимизирует норму ошибки $\|F^H \bar{b}_s - \bar{x}_s\|$ для любой заданной строки (1) и длину

искомого вектора $\bar{b}_s$. Так как $(F F^H) = \text{diag}\{\lambda_i\}, i = \overline{1, k}$, то из (7) следует соотношение для определения оптимальных, в указанном смысле, коэффициентов влияния

$$b_{sj} = \bar{x}_s \bar{f}_j^H / (\bar{f}_j \bar{f}_j^H) = \lambda_j^{-1} \bar{x}_s \bar{f}_j^H \quad (9)$$

где $\bar{f}_j$ – строки матрицы главных компонент.

Если собственное число $\lambda_1 = \lambda_{\max}$ соответствует компоненте, которая в исходной выборке является трендовой, согласно (7) получаем ее представление в виде

$$\bar{x}_{tr,s} = b_{s1} \bar{f}_1, \quad (10)$$

где $b_{s1} = \lambda_{\max}^{-1} \bar{x}_s \bar{f}_1^H$.

Трендовая компонента (10) содержит вещественную и мнимую часть. Если объединяемые временные ряды $\bar{y}_k$ и $\bar{z}_k$ не имеют статистически значимой связи, то на комплексной плоскости трендовой компоненты все значения аргумента комплексного вектора распределены приблизительно равномерно с центром в нуле.

Заметим, что если временные ряды $\bar{y}_k$ и $\bar{z}_k$ отличаются лишь масштабным коэффициентом, то на комплексной плоскости трендовой компоненты все ее значения принадлежат биссектрисе I – III квадрантов, то есть аргумент комплексного вектора равен 45 градусов. Потому мерой статистической связи трендов в объединяемых временных рядах может быть выбрана близость линии регрессии на комплексной плоскости $\text{Im}\{\bar{x}\} - \text{Re}\{\bar{x}\}$ к указанной биссектрисе.

На практике более удобным является использовать для анализа непосредственно комплексные компоненты, поскольку они являются нормированными.

Для проверки обоснованности предложенного подхода выполнено решение задачи, рассмотренной в [9], по оценке технического состояния авиационного газотурбинного двигателя в длительной эксплуатации. На рис. 1, 2 и 3 представлены плоскости комплексных значений первой главной компоненты, соответствующей максимальному собственному числу матрицы $X_t X_t^H$ для различных пар объединяемых параметров двигателя.

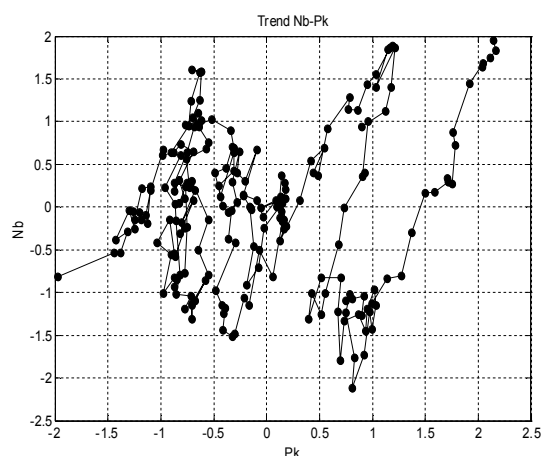


Рис. 1. Плоскость первой главной компоненты для комплексного объединения отклонений оборотов турбины высокого давления и степени повышения давления

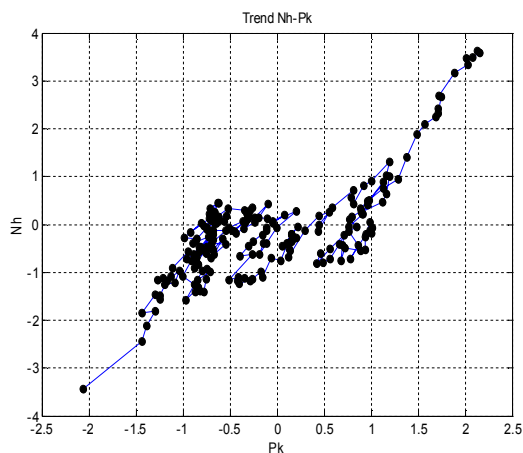


Рис. 2. Плоскость первой главной компоненты для комплексного объединения для отклонений оборотов турбины низкого давления и степени повышения давления

Предлагаемый подход позволяет кластеризовать полученные в [9] тренды на две статистически связанные группы. Такими группами являются тренды: обороты турбины низкого давления – степень повышения давления за компрессором, температура газов – расход топлива.

Действительно, в автоматику регулирования указанного двигателя заложен закон поддержания

приведенных оборотов турбины высокого давления, поэтому при деградации характеристик компрессора высокого давления для поддержания требуемых оборотов необходимо увеличивать расход топлива. В свою очередь такое увеличение расхода топлива влечет увеличение температуры газов за турбиной, что обуславливает связанность указанных трендов. С другой стороны, падение степени повышения давления приводит к отклонению оборотов турбины низкого давления от номинальных значений. Поэтому формируются две группы параметров двигателя. Тренды параметров между группами не имеют значимой статистической связи.

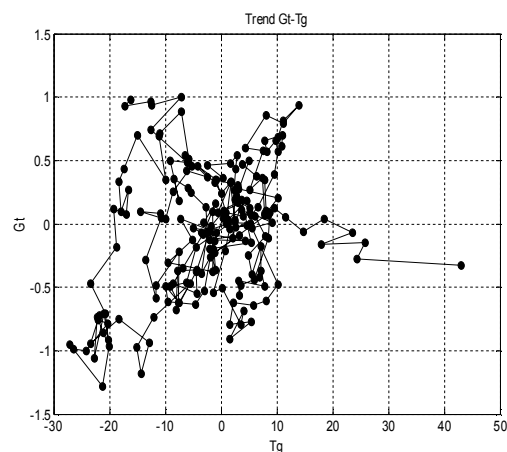


Рис. 3. Плоскость первой главной компоненты для комплексного объединения для отклонений расхода топлива и отклонений температуры газов за турбиной

Заключение

Основные результаты работы заключаются в том, что предлагается и обосновывается новый метод двумерного трендового анализа временных рядов, образованных объединением параметров регистрации сложных технических объектов на примере оценки технического состояния силовых и энергетических установок в их длительной эксплуатации.

Предлагаемый метод позволяет разделить многомерные временные ряды, образованные параметрами регистрации состояния ГТД, на группы (кластеры), имеющие существенную статистическую связь, что позволяет установить соответствующие параметры трендовых статистик для обнаружения указанных трендов.

Разработаны и реализованы программные средства для компьютерной реализации предлагаемого подхода на основе интерактивной среды MATLAB и ее приложений.

На основе предложенного подхода решена прикладная задача кластеризации многомерных

трендов для діагностики авіаційного двигателя в процесі довготривалої експлуатації.

Перспективи дальніших досліджень заключаються в розповсюдженні пропонованого підходу на тренди, розмірності яких більше двох, а також в розв'язанні задач прогнозування.

Література

1. Прикладна статистика. Класифікація і зниження розмірності [Текст] / С.А. Айвазян, І.С. Енюков, В.М. Бухштабер, Л.Д. Мешалкин. – М.: Финансы и статистика, 1989. – 607 с.
2. Бендат, Дж. Прикладний аналіз випадкових даних [Текст] / Дж. Бендат, А. Пирсон. – М.: Мир, 1989. – 540 с.
3. Главные компоненты временных рядов: метод “Гусеница” [Текст] / под ред. Д.Л. Данилова, А.А. Жиглявского. – СПб.: СПТУ, 1997. – 270 с.
4. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей [Текст] / С.В. Епифанов, В.И. Кузнецов, И.И. Богаенко и др. – К.: Техника, 1998. – 312 с.

5. Марпл, мл. С.Л. Цифровой спектральный анализ и его приложения [Текст] / С.Л. Марпл мл. – М.: Мир, 1990. – 584 с.

6. Миргород, В.Ф. Применение диагностических моделей и методов трендового анализа для оценки технического состояния газотурбинных двигателей [Текст] / В.Ф. Миргород, Г.С. Ранченко, В.М. Кравченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 9(56). – С. 192–197.

7. Elsner I.B. Singular Spectrum Analysis: A New Tool in Time Series Analysis [Text] / I.B. Elsner, A.A. Tsonis. – New York, London: Plenum Press, 1996. – 164 p.

8. Perron, P. Trend and Random Walks in Macroeconomic Time Series: Further Evidence from a New Approach [Text] / P. Perron // Journal of Economic Dynamic and Control. – 2000. – No. 12. – P. 297–332.

9. Миргород, В.Ф. Оптимальная аппроксимация трендовой компоненты временного ряда [Текст] / В.Ф. Миргород, И.М. Гвоздева // Електро-технічні та комп'ютерні системи. – 2011. – № 04(80). – С. 121–125.

Поступила в редакцію 6.06.2013, розглянута на редколегії 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.Г. Антошук, Одеський національний політехнічний університет, Одеса.

ВИДІЛЕННЯ КЛАСТЕРІВ ПРИ БАГАТОВИМІРНОМУ ТРЕНДОВОМУ АНАЛІЗІ

В.Ф. Миргород, Є.В. Деренг

Розглянутий підхід до підвищення надійності діагностичних висновків про технічний стан силових і енергетичних установок на базі газотурбінних двигунів, заснований на побудові діагностичних моделей зміни стану у вигляді відхилень від початкових (або еталонних) статичних характеристик і аналізі двовимірних комплексних трендів тимчасових рядів таких відхилень. Комплексний трендовий аналіз виконується на основі методу головних компонент. Оптимальна апроксимація виділеної трендової компоненти виконується методом найменших квадратів. Запропонований критерій розподілу трендів на різні групи (кластери) по рівню статистичного зв'язку між ними.

Ключові слова: технічний стан, діагностична модель, тимчасові ряди, трендовий аналіз.

CLUSTERS EXTRACTION AT MULTIDIMENSIONAL TREND ANALYSIS

V.F. Mirgorod, E.V. Dereng

An approach to improve the reliability of diagnostic conclusions on the technical state of power and power plants based on gas turbine engines is considered. The approach is based on diagnostic models constructing for the state changes in the form of deviations from the baseline (or reference) static characteristics and the analysis of two-dimensional complex trends of time-series trends of such deviations. Comprehensive trend analysis is performed on base of principal component method. The optimal approximation of a selected trend components is performed by least squares methods. A criterion for the separation of trends for different groups (clusters) in terms of the statistical interaction among them is proposed.

Key words: technical state, the diagnostic model, time series, trend analysis.

Миргород Владимир Федорович – ведущий научный сотрудник АО «Элемент», Одесса, Украина, e-mail: odessa@element.od.ua

Деренг Евгения Владимировна – аспирант Института проблем моделирования в энергетике им. Г.Е. Пухова НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: odessa@element.od.ua.

УДК 004.89

В.О. ДАВИДЕНКО

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

МЕТОД КОМПЬЮТЕРНОГО МОНИТОРИНГА ЗОНЫ ХИМИЧЕСКОГО ЗАГРЯЗНЕНИЯ ПРИ АВАРИЙНЫХ ВЫБРОСАХ ОТРАВЛЯЮЩИХ ХИМИЧЕСКИХ ВЕЩЕСТВ В АТМОСФЕРУ

В статье описан метод функционирования подсистемы мониторинга текущего состояния зоны чрезвычайной ситуации (ЧС), связанной с выбросом в атмосферу опасных химических веществ (ОХВ). Реализация метода предполагает наличие сети газоанализаторов, расположенных в местах наибольшей уязвимости зоны ЧС. Первичная информация о концентрации ОХВ и превышении уровней предельно допустимой концентрации по отдельным компонентам ОХВ подвергается первичной обработке с целью идентификации ЧС по масштабу и динамике распространения. В качестве математического аппарата первичной обработки предложено использовать искусственные нейронные сети.

Ключевые слова: чрезвычайная ситуация, опасное химическое вещество, мониторинг текущего состояния, информационная технология, искусственная нейронная сеть, самоорганизующиеся карты Кохонена

Введение

Развитие научно-технического прогресса в последнее время привело к резкому увеличению числа техногенных аварий и катастроф, связанных с распространением опасных веществ в атмосфере.

Современные зарубежные информационно-аналитические системы (ИАС) по чрезвычайным ситуациям (ЧС), такие как шведская ИАС PRIO[1], ИАС в составе американской системы EPA [2] и другие, нацелены в основном на моделирование распространения ОХВ в атмосфере, в то время как организация эвакуационных мероприятий остается за кадром.

Отечественные же системы [3] ориентированы на расчет зоны поражения ОХВ по стандартным методикам [4], что дает лишь приближенную картину распределения концентраций ОХВ.

Таким образом, актуальной является разработка специализированных средств, способных с одной стороны, прогнозировать распространение ОХВ, а с другой – формировать решения по организации мероприятий по эвакуации населения из зоны ЧС.

Целью статьи является описание метода компьютерного мониторинга текущего состояния зоны ЧС, связанной с выбросом в атмосферу ОХВ, с целью последующего формирования решений прогнозного характера в рамках ИАС ЧС.

1. Постановка задачи

Задача прогнозирования распространения ОХВ в атмосфере является одной из ключевых для даль-

нейшего принятия решений по эвакуации населения из зоны ЧС. Постановка задачи на содержательном уровне имеет следующий вид:

Исходные данные:

- информация о параметрах окружающей среды (скорость и направление ветра, влажность, температура, давление и т.д.);
- векторная 3-D карта местности, в которой отражены рельеф и застройка.

В результате решения необходимо получить: идентификационную и прогнозную обобщенную информацию о состоянии окружающей среды в зоне техногенной ЧС.

2. Обоснование выбора математического аппарата для реализации мониторинга зоны ЧС

На сегодняшний день в мире существует множество моделей, описывающих распространение ОХВ в атмосфере, среди которых есть и те, что признаны на государственном уровне как стандартные модели, которые используются в составе ИАС по ЧС, и на основании которых производится прогноз распределения концентраций ОХВ в зоне ЧС (например, модели AERMOD, CALPUFF [5, 7]). Все модели распространения ОХВ в атмосфере принято разделять на 6 групп [6].

1) струйные модели – модели, в основе которых лежит предположение, что все параметры окружающей среды распределены однородно в горизонтальном направлении. Данные модели могут применяться для приближенного прогнозирования рас-

пространения ОХВ на расстояние, близкие к источнику выброса;

2) модели с сегментированными струями – модели, описывающие выбросы ОХВ в качестве набора элементарных объемов, внутри которых параметры окружающей среды однородны. Данные модели учитывают рельеф местности и обычно используются для прогнозирования на мезоуровне (10 - 100 км);

3) модель частиц Лагранжа (напр., CALPUFF [7]) – модель разбиения облака выбросов ОХВ на большое количество мелких частиц, которые движутся независимо друг от друга, но в то же время их движение зависит от трех факторов: направления основного ветра, случайной флуктуации в турбулентном потоке и диффузии. Данная модель может быть применена для прогнозирования распространения ОХВ среди городской застройки;

4) модель ящика (box-model) описывает моделируемую область в виде однородного ящика. Данная модель обычно применяется для решения фотохимических задач;

5) модель сетки Эйлера (напр., ММО [8]) – модель, в которой рассматриваемая окружающая среда представляется в виде трехмерной сетки, в каждой ячейке которой параметры окружающей среды распределены равномерно. Как и модель Лагранжа учитывает рельеф и сложные преграды, и также может быть применена для моделирования распространения ОХВ в условиях городской застройки;

6) модели вычислительной гидродинамики, в которых используются законы сохранения массы, энергии, импульса, а также законы турбулентного потока (в основном, Навье - Стокса) в различных модификациях.

Перечисленные выше модели способны обеспечить лишь приближенную картину распределения концентраций ОХВ из-за упрощения, введения дополнительных ограничений в аналитику моделей ввиду отсутствия возможности учета большого количества параметров окружающей среды, а также в связи с недостаточной эффективностью современных вычислительных средств по производству оперативных точных расчетов, учитывающих постоянно изменяющиеся условия окружающей среды.

В виду нескольких причин (неформализованные, слабоструктурированные знания для формирования решений по эвакуации населения и т.п.) для организации мероприятий по эвакуации населения из зоны ЧС необходима система, реализующая знаниеориентированный (с применением средств искусственного интеллекта) подход к решению рассматриваемых задач. Среди арсенала средств искусственного интеллекта для реализации этих задач наиболее пригодны искусственные нейронные сети

(ИНС). ИНС согласно [9] – это распределенный параллельный процессор, состоящий из элементарных единиц обработки информации, накапливающих экспериментальные знания и предоставляющих их для последующей обработки.

Для первичной обработки данных каждого газоанализатора целесообразно использовать радиально-базисные нейронные сети (РБНС). При этом для обучения может быть использован метод настройки квадратичной радиально-базисной функции (КРБФ), выход которой ненулевой только внутри гиперэллипсоидной области (рецепторного поля), поскольку КРБФ – локализована и требует сравнительно низких вычислительных затрат.

$$\begin{cases} w(k) = w(k-1) + \Delta w(k), \\ C_i(k) = C_i(k-1) + \Delta C_i(k), \quad i = 1, \dots, h, \\ R_i^{-1}(k) = R_i^{-1}(k-1) + \Delta R_i^{-1}(k), \quad i = 1, \dots, h, \end{cases}$$

где $w(k)$ – вектор настраиваемых синаптических весов, $C_i(k)$ – n -мерный вектор-прототип (центр) i -й базовой функции; $R_i^{-1}(k)$ – матрица ($n \times n$), что определяет область влияния i -й базовой функции;

$$\begin{aligned} \Delta w(k) &= \eta_w e(k) \varphi(x(k)); \\ \Delta R_i^{-1}(k) &= \begin{cases} -\eta_R e(k) w_i(k-1)(x(k) - C_i(k-1))(x(k) - C_i(k-1))^T, & \text{если } \|(x(k) - C_i(k-1))\|_{R_i^{-1}(k-1)}^2 < 1, \\ -C_i(k-1) \|_{R_i^{-1}(k-1)}^2 < 1, \\ 0, & \text{если } \|(x(k) - C_i(k-1))\|_{R_i^{-1}(k-1)}^2 \geq 1. \end{cases} \\ \Delta C_i(k) &= \begin{cases} 2\eta_C e(k) w_i(k-1) R_i^{-1}(k-1)(x(k) - C_i(k-1)), & \text{если } \|(x(k) - C_i(k-1))\|_{R_i^{-1}(k-1)}^2 < 1, \\ 0, & \text{если } \|(x(k) - C_i(k-1))\|_{R_i^{-1}(k-1)}^2 \geq 1, \end{cases} \end{aligned}$$

где η_w , η_C , η_R – коэффициенты усиления; $x(k)$ – n -мерный вектор входов; $\varphi(\bullet)$ – нелинейный вектор регрессоров; $e(k)$ – погрешность моделирования в момент k .

Из приведенных выше уравнений можно увидеть, что параметры i -й КРБФ восстанавливаются только в случае, когда выход ненулевой. Это происходит, когда выход находится внутри соответствующего рецепторного поля.

Таким образом, в каждый текущий момент времени только ближайшая к текущему входу КРБФ восстанавливается.

В рамках решаемой задачи важно и то, что используемые методы не содержат вычисления нелинейных функций и полностью базируются на линейных операциях.

В том случае, когда контролируемый процесс может изменять свои характеристики, необходимо

предусмотреть возможность диагностирования уровня концентрации ОХВ. Для решения этой задачи предложена архитектура (рис.1), содержащая n элементов чистого запаздывания, h - радиально-базисных нейронов, $(m+1)$ - адаптивных ассоциаторов с $(m+1)h$ синаптическими весами, и m релейных элементов. Настройка РБНС осуществляется с помощью следующего метода:

$$\begin{cases} w_0(k+1) = w_0(k) + \frac{x(k) - w_0^T(k)\varphi(k)}{\eta(k)}\varphi(k), \\ \eta(k) = \eta(k-1) + \|\varphi(k)\|^2, \gamma(0)=1, \\ w_j(k+1) = w_j(k) + \frac{d_j(k) - \text{sign } w_j^T(k)\varphi(k)}{\eta(k)}\varphi(k), \\ j = 1, 2, \dots, m. \end{cases}$$

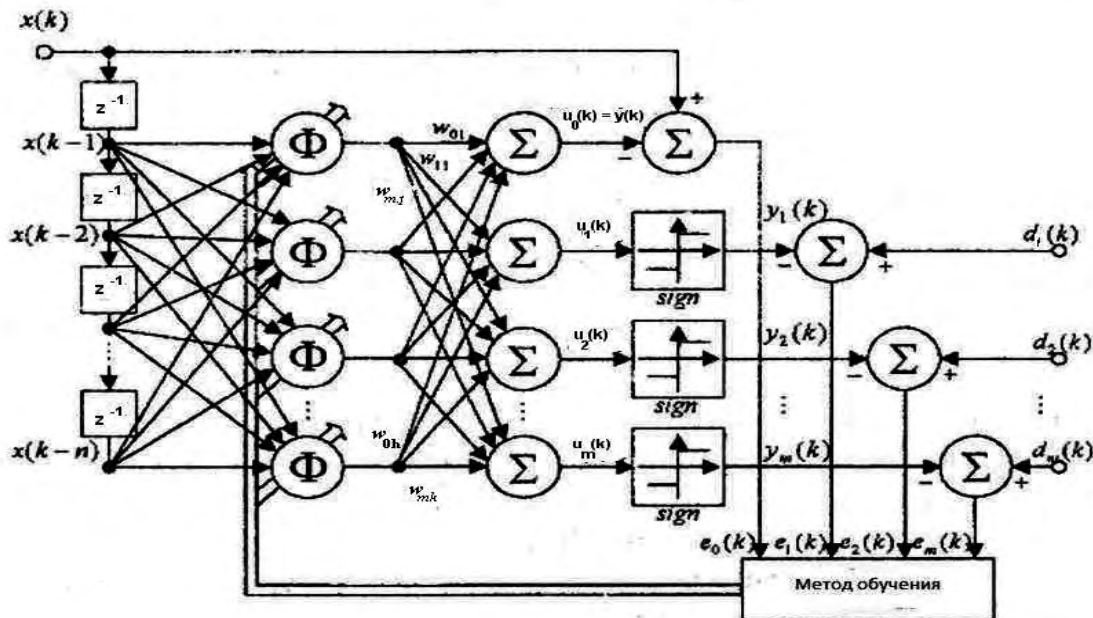


Рис. 1. Прогнозирующе-диагностирующая нейронная сеть для оценки концентрации ОХВ

Использование РБНС в качестве средства первичной обработки данных о концентрации ОХВ на каждом газоанализаторе обеспечивает сходимость весов параметров, в эллипсоидах минимального объема, содержащих оптимальные параметры, и не требует при этом решения вспомогательных задач оптимизации или поиска корня.

Для эффективного функционирования системы мониторинга текущего состояния зоны ЧС необходимо осуществить кластеризацию внутри зоны по уровню концентрации ОХВ. При этом должна учитываться взаимосвязь между точками получения данных с газоанализаторов, а не взаимосвязь точек и центров кластеров.

Последнее обстоятельство обуславливает целесообразность применения для кластеризации карт Кохонена (Kohonen's Self-Organizing Map - KSOM).

Топологию KSOM представим двумерной сеткой, состоящей из узлов (нейронов), соединенных между собой синаптическими связями (рис. 2).

Алгоритм формирования KSOM начинается с инициализации синаптических весов сети. Это можно реализовать с помощью назначения синаптическим весам малых значений, сформированных гене-

ратором случайных чисел. После корректной инициализации сети для формирования карты самоорганизации запускаются три основных процесса:

1. *Конкуренция* Для каждого входного сигнала нейронной сети вычисляют относительные значения дискриминантной функции. Эта функция является основой конкуренции среди нейронов.

2. *Кооперация*. Нейрон-победитель определяет пространственное положение топологической окрестности (ТО) нейронов, обеспечивая тем самым базис для кооперации между этими нейронами.

3. *Синаптическая адаптация*. Этот механизм позволяет возбужденным нейронам увеличивать собственные значения дискриминантных функций относительно входных сигналов с помощью соответствующих корректировок синаптических весов. Корректировка осуществляется так, чтобы отзыв нейрона-победителя в дальнейшем усиливался.

Таким образом, представленная топология KSOM дает возможность в ходе мониторинга зоны техногенной ЧС выделять сравнительно небольшие по площади участки (кластеры) с критической концентрацией ОХВ в атмосфере.

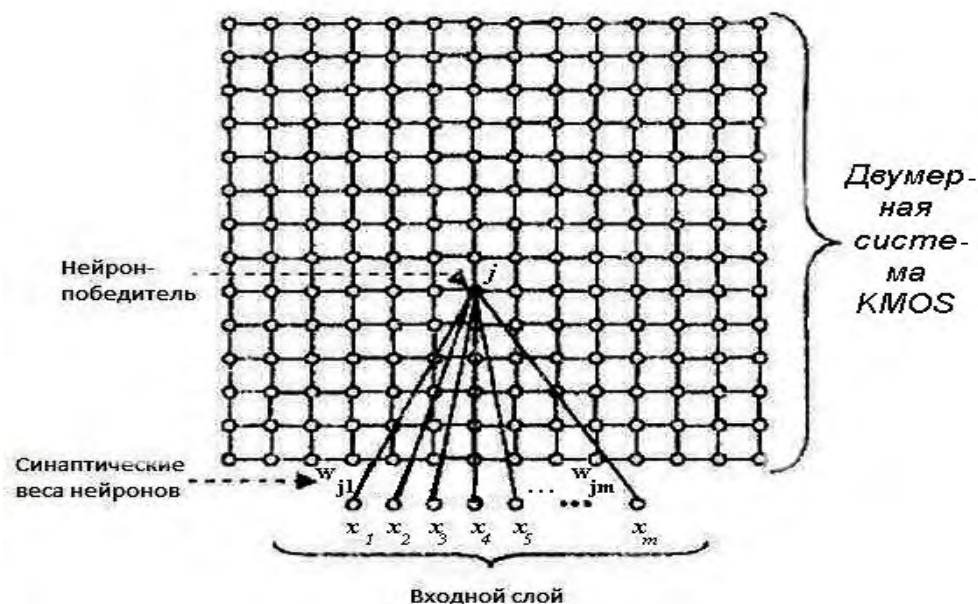


Рис. 2. Топология KSOM для кластеризации зоны ЧС

Алгоритм формирования карты самоорганизации, состоит из трех основных этапов: конкуренции, кооперации и синаптической адаптации. В результате действия алгоритма строится карта, т.е. двумерная сетка узлов, размещенных в многомерном пространстве.

Предложенный подход к кластеризации данных позволит учитывать взаимосвязь между точками данных, а не взаимосвязь точек и центров кластеров, которых может и не существовать вовсе.

3. Метод первичной обработки информации о распространении облака ОХВ с применением ИНС

Имея две задачи: прогнозирования распространения ОХВ и формирования решений по организации эвакуации, необходимо организовать продуктивный переход из одной задачи в другую. Под продуктивным переходом подразумевается точная передача данных из первой задачи во вторую в формате, допустимом и максимально информативном для дальнейших принятий решений.

Идентификационная и прогнозная информация об окружающей среде зоны техногенной ЧС (классификация зон с повышенным уровнем ПДК) должна быть структурирована и обобщена для дальнейшего использования для осуществления вывода на знаниях в динамической экспертной системе (ДЭС).

Таким образом, процедура мониторинга развития ЧС, связанной с распространением ОХВ в атмосфере строится на последовательном применении для обработки данных РБНС и карт Кохонена. С

помощью РБНС непосредственно на каждом газоанализаторе, входящем в состав системы мониторинга, осуществляется первичная обработка для определения масштаба и динамики ЧС. Затем с помощью карт Кохонена производится кластеризация зоны ЧС на области с различным уровнем опасности. Процесс кластеризации происходит на основании данных об уровне концентрации ОХВ в данной локальной зоне, и информации о заселенности в ней. В итоге строится самоорганизующаяся карта Кохонена, определяющая кластеры-зоны с различной степенью опасности для находящегося в них населения.

Таким образом, на вход ДЭС поступает уже обобщенная и структурированная информация о степени опасности в различных участках зоны ЧС.

Выводы

1. Показано, что ЧС является особым типом объекта принятия решений.
2. Исходя из особенностей ЧС техногенного характера как объекта принятия решений, важнейшей задачей определено формирование решений по организации эффективного мониторинга зоны ЧС.
3. Обоснован выбор в качестве средств первичной обработки информации искусственных нейронных сетей.
4. Предложена специальная процедура обработки данных о распространении облака ОХВ в виде последовательного применения для обработки данных, поступающих с газоанализаторов, радиально-базисных нейронных сетей и самоорганизующихся карт Кохонена.

Литература

1. Дзюндзюк, Б.В. Катастрофы и чрезвычайные ситуации [Текст] / Б.В. Дзюндзюк, А.И. Хяникаяйнен, В.Б. Швед. – Х.: Форт, 1998. – 120 с.

2. Про Програму створення Урядової інформаційно-аналітичної системи з питань надзвичайних ситуацій на 1995 рік: постановлення кабінету Міністрів України от 7 апреля 1995г. № 250.

3. Про затвердження Методики прогнозування наслідків виливу (викиду) небезпечних хімічних речовин при аваріях на промислових об'єктах і транспорті: приказ Кабінету Міністрів України от 10 апреля 2001 г. № 326/5517.

4. PRIO (replaces Swedish Chemicals Agency's Observation) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.kemi.se/templates/PRIOEngframes_4144.aspx. – 7.5.2013.

5. U.S. Environmental Protection Agency - агентство федерального правительства США, отвечающее за защиту здоровья человека и окружающей среды [электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.epa.gov/>. – 7.5.2013.

6. Borysiewicz, M.J. Atmospheric dispersion modeling for emergency management [Text] / M.J. Borysiewicz, M.A. Borysiewicz // Institute of Atomic Energy, 2006. – 88 p.

7. Scire, J.A. User's guide for the CALPUFF dispersion model [Text] / J.A. Scire, D. Strimaitis, R. Yamartino. – Concord: Earth Tech, 2000. – 521 p.

8. The microscale model MIMO: development and assessment [Text] / J. Ehrhard, I. Khatib, C. Winkler, R. Kunz // Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics. – 2000. – Vol. 85. – P. 163-176.

9. Бондарев, В.Н. Искусственный интеллект [Текст] / В.Н. Бондарев, Ф.Г. Аде. – Севастополь: СевНТУ, 2002. – 615 с.

Поступила в редакцию 7.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. каф. программная инженерия С.Ю. Шабанов-Кушнаренко, Харьковский национальный университет радиоэлектроники, Харьков, Украина.

МЕТОД КОМП'ЮТЕРНОГО МОНІТОРИНГУ ЗОНИ ХІМІЧНОГО ЗАБРУДНЕННЯ ПРИ АВАРІЙНИХ ВИКИДАХ ОТРУЙЛИВИХ ХІМІЧНИХ РЕЧОВИН В АТМОСФЕРУ

В.О. Давиденко

В статті описаний метод функціонування підсистеми моніторингу поточного стану зони надзвичайної ситуації (НС), пов'язаної з викидом в атмосферу небезпечних хімічних речовин (НХР). Реалізація методу передбачає наявність мережі газоаналізаторів, розташованих у місцях найбільшої вразливості зони НС. Первинна інформація про концентрацію НХР і перевищенні рівнів гранично допустимої концентрації по окремих компонентах НХР піддається первинній обробці з метою ідентифікації НС за масштабом і динаміці поширення. В якості математичного апарату первинної обробки запропоновано використовувати штучні нейронні мережі.

Ключові слова: надзвичайна ситуація, небезпечна хімічна речовина, моніторинг поточного стану, інформаційна технологія, штучна нейронна мережа, карти Кохонена, що самоорганізуються.

METHOD OF COMPUTER MONITORING OF THE ZONE OF CHEMICAL POLLUTION IN CASE OF EMERGENCY EMISSIONS OF POISONING CHEMICALS IN THE ATMOSPHERE

V.O. Davidenko

The emergency situations (ES) as a special type of decision object are described in this article. Critical analysis of existing information-analytical systems (IAS) of man-made disaster is performed. The task of organizing activities for evacuation from disaster areas is formulated and divided into following sub-tasks: sub-task of forecasting the distribution of concentrations of hazardous chemicals (HC) and sub-task of forming an advisory nature of solutions to organize events for the evacuation of the population. The analysis of existing HC distribution models is performed and the best model is chosen. The analysis of knowledge-oriented technologies to solve the problem of forming decisions, recommendations on the organization of events was performed and the best technology is chosen. The procedure of interaction of two subtasks is proposed. A method that solves the above problem on the whole is developed.

Keywords: emergency situation, dangerous chemical, monitoring of a current status, information technology, the artificial neural network, Kohonen's self-organizing map's.

Давиденко Валентина Олеговна – аспірант кафедри інженерії програмного забезпечення Національного аерокосмічного університету ім. Н.Е. Жуковського «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина, e-mail: Valyuxa@ukr.net.

УДК 621.7.044

**В.В. ТРЕТЬЯК, Н.С. МАТУСЕВИЧ, Ю.А НЕВЕШКИН, А.В. ОНОПЧЕНКО,
М.А ГОЛОВАНОВА***Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ И ИНФОРМАЦИОННОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ РАСЧЕТА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ САПР ИМПУЛЬСНЫХ ПРОЦЕССОВ

Исследуется математическая модель и стоимостная оценка эффективности использования систем автоматизированного проектирования (САПР) импульсных процессов объемной штамповки при проектировании: поковки детали типа вал с фланцем и штамповой оснастки. Разрабатываемая САПР ориентирована на конкретную организацию, при обосновании целесообразности финансирования ее разработки берутся показатели хозрасчетной экономической эффективности и в качестве базовых показателей – прогнозируемые показатели на год внедрения, но без учета автоматизации проектных работ. Экономический эффект достигается за счет использования ресурсосберегающих импульсных технологий и разработанной САПР системы в среде баз знаний СПРУТ ТП.

Ключевые слова: импульсная объемная штамповка, экономическая эффективность, система автоматизированного проектирования.

Введение

Использование импульсных методов объемного деформирования при изготовлении сложных деталей авиационной и космической промышленности позволяет использовать преимущества данного метода при получении деталей высокого качества при достижении значительного формоизменения из заготовок простой формы [1].

Процесс деформирования с высокой скоростью осуществляется в течение долей секунды, температура поковки не уменьшается за время процесса штамповки, что позволяет выдерживать жесткие допуски, малые штамповочные уклоны и радиусы сопряжений. Эта особенность импульсного высокоскоростного деформирования позволяет использовать его для изготовления поволоков с тонкими стенками и ребрами из высокопрочных труднодеформируемых и малопластичных сплавов, оформление которых происходит в направлении приложенных импульсных сил (удара), т.е. прямым или обратным выдавливанием (рифленые панели, крыльчатки с продольными ребрами, конические шестерни с оформленными зубьями, стаканы гладкие, диски с валом и т.д.) [2].

Выбранная группа деталей типа стержень с фланцем (рис. 1) может быть изготовлена и другими способами: изготовление деталей на высокоскоростных молотах (ВМ) (пресс-пушки, установки «Удар» и др.); изготовление деталей на падающих молотах (ПМ); изготовление деталей на механиче-

ских прессах (Пресс), однако использование штамповки взрывом позволяет использовать данный метод как наиболее эффективный [1, 2].

Обоснование эффективности внедрения технологических процессов следует проводить с использованием соответствующих методик [3]. Однако такие расчеты требуют много времени и наличие соответствующей нормативной базы. Применение в системе САПР соответствующего модуля позволит при проектировании техпроцессов сразу определять его эффективность для определенных условий производства.

1. Разработка математической и информационной модели штамповки

Для каждой детали и соответствующего формовкладыша выбранной группы деталей типа стержень с фланцем (рис. 1) проводилось математическое моделирование процесса штамповки на взрывном прессе ВП-02М с помощью программы DEFORM-2D.

DEFORM-2D – конечно-элементная система моделирования, предназначенная для анализа двумерного (2D) поведения металла при различных процессах обработки давлением [4].

Моделирование проводилось для двух вариантов: штамповка в один переход и штамповка в три перехода.

На рис. 2 показан результат штамповки в один переход из заготовки типа блин. Произошел разрыв

материала. Вариант штамповки в один переход из заготовки типа круг (рис. 3) осуществим. Но нужно проводить дополнительный контроль по материалу заготовки. Для промышленного применения пригоден технологический процесс штамповки деталей типа стержень с фланцем (рис. 4) из заготовки типа круг за три перехода.

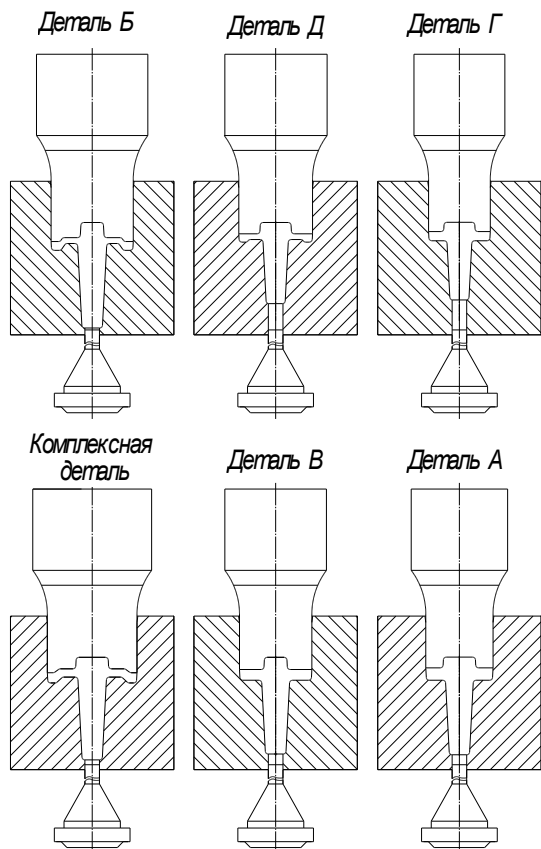


Рис. 1. Исследуемая группа деталей и сменных формовкладыше

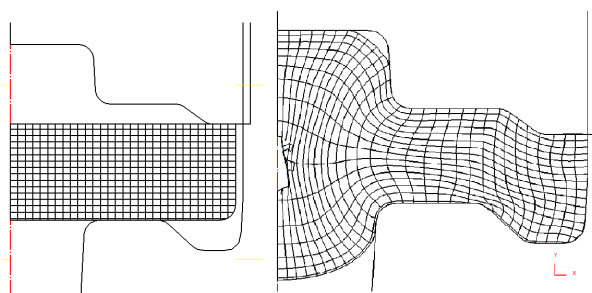


Рис. 2. Штамповка в один переход (с разрывом материала)

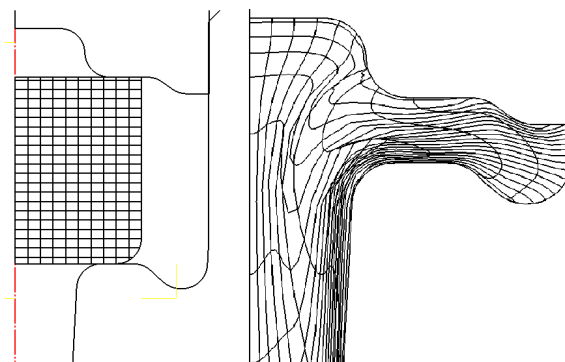


Рис. 3. Штамповка в один переход

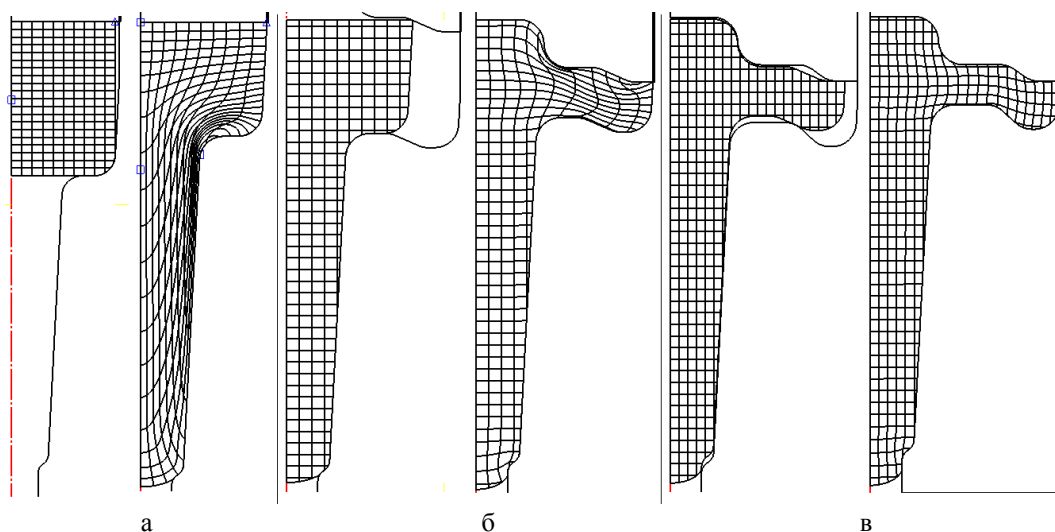


Рис. 4. Штамповка в три перехода:
а – оттяжка хвостовика; б – предварительная штамповка; в – окончательная штамповка

2. Разработка модели расчета экономической эффективности в среде САПР

САПР может разрабатываться для типового использования или для конкретной организации. В зависимости от ориентации САПР в качестве характеристик базового варианта принимают различные показатели. Если САПР ориентирована на типовую эксплуатацию, то при обосновании целесообразности финансирования ее разработки устанавливают показатели народнохозяйственной экономической эффективности и в качестве базовых принимают прогнозируемые на год, предшествующий внедрению системы, показатели организации, выполняющей лучшим способом проектные работы, а при выяснении эффективности функционирования системы в конкретной организации – плановые показатели этой организации на расчетный год, но без влияния результатов внедрения оцениваемой САПР [5, 6].

Если САПР ориентирована на конкретную организацию, то при обосновании целесообразности финансирования ее разработки берут показатели хозрасчетной экономической эффективности и в качестве базовых – прогнозируемые показатели этой организации на год внедрения или первый год промышленной эксплуатации оцениваемой САПР, но без учета автоматизации проектных работ, а при исследовании эффективности внедрения системы – отчетные показатели организации на год, предшествующий внедрению оцениваемой САПР

При обосновании экономической эффективности САПР допускается использование расчетных и нормативных значений показателей затрат и экономии различных ресурсов в стоимостном или натуральном выражении. Нормативы затрат и экономии ресурсов разрабатываются на отраслевом уровне и имеют статическую оценку при заданной доверительной вероятности. Действующие нормативы обеспечивают точность для доверительной вероятности в пределах 0,9...0,95.

Нормированию подлежат технико-экономические показатели научно-технического уровня САПР. К ним относятся: процент условного сокращения численности проектировщиков; среднее снижение трудозатрат на выполнение одной задачи проектирования; фондовооруженность пассивными фондами работника проектной организации; себестоимость выполнения одной задачи проектирования в базовом и новых вариантах; величина минимально возможного относительного снижения расхода i -го вида ресурса при проектировании объекта с применением САПР; среднегодовая экономия эксплуатационных затрат на объектах, проектируемых

с помощью САПР; коэффициент снижения сметной стоимости строительства.

Определение годовой экономии от повышения качества проектных решений базируется на двух принципах. Во-первых, суммируется экономия от автоматизации проектирования за весь период изготовления и эксплуатации объектов, спроектированных в расчетном году. Во-вторых, экономия, получаемая в разные годы (на объектах, спроектированных в расчетном году), приводится к году начала проектирования.

Для формирования базы знаний для расчета экономической эффективности необходимо сформировать массив данных, который будет включать в себя такую информацию: трудоемкости работ без САПР и в условиях САПР, затраты на оплату труда разработчиков ТП, стоимость самой системы САПР, трудоемкости изготовления штампов и т.п.

В системе САПР необходимо прописать методики по оценке экономической эффективности [3, 7]. Расчеты должны предусматривать получения такого набора показателей, который позволяет оценить как абсолютную так и сравнительную эффективность:

- потребные капитальные вложения;
- затраты на подготовку и освоение производства по проектируемой технологии;
- эксплуатационные затраты;
- период возврата капитальных вложений;
- чистая дисконтированная стоимость;
- внутренняя норма рентабельности;
- показатели доходности.

3. Результаты применения модели расчета экономической эффективности

В среде баз знаний СПРУТ ТП [4] была разработана база знаний для расчета экономической эффективности применения САПР при проектировании оборудования для импульсной штамповки объемных деталей авиационных двигателей. Также был разработан МИЗ рассчитывающий годовой экономический эффект от внедрения разработки оборудования с помощью САПР по сравнению с ручным проектированием.

В отличие от неавтоматизированного проектирования с помощью САПР ТП выполняют индивидуальное проектирование с учетом особенностей конкретной чистовой детали и осуществляют оптимизацию технологии штамповки на одном виде оборудования. При правильном выборе критерия оптимизации это исключает или, по крайней мере, сокращает до минимума этап опытной доводки.

При применении модуля «САПР-экономическая эффективность» разработчик техпроцесса

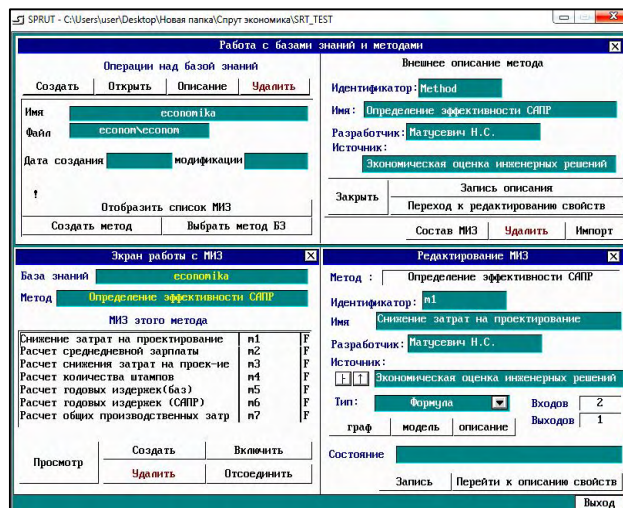


Рис. 5. База знаний расчета экономической эффективности САПР

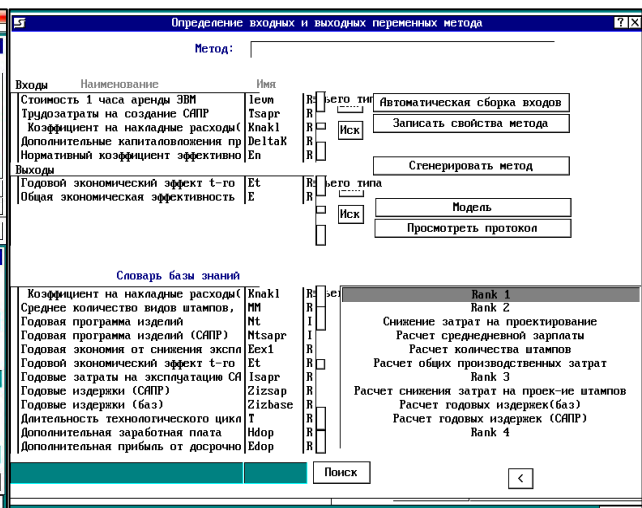


Рис. 6. Определение входных и выходных переменных метода

может оценить эффективность последующего его внедрения в серийное производство еще на этапе проектирования. При этом изменение показателей эффективности можно отслеживать при изменении отдельных параметров технологического процесса. Таким образом, модель для расчета экономической эффективности является неотъемлемой частью процесса проектирования процессов штамповки и выбора технологий в среде САПР.

ления объемных деталей авиационных двигателей. Разработана математическая модель для исследования процесса деформирования в программном комплексе Deform.

Разработана база знаний для расчета экономической эффективности при проектировании оборудования для импульсной штамповки объемных деталей авиационных двигателей в среде СРУТ. Выполненные расчеты позволяют сделать вывод об экономической эффективности данной разработки.

Значения переменных модуля		
Средняя труд-ть проект-ия без САПР	tp	: 20
Средняя труд-ть проект-ия с САПР	tpSAPR	: 2
Часовая заработная плата конструктора	wtZk	: 1
Среднее количество видов штампов, проект	MM	: 60
Дополнительная заработная плата	Hdop	: 0.2
Отчисления в фонды пенсионного, социальн	Hot	: 0.375
Годовые затраты на эксплуатацию САПР	Isapr	: 1000
Жизненный цикл штампа	Gj	: 3
Средняя годовая программа заготовок, изг	Nzag	: 10000
Средняя износос-ть штампа	jbase	: 2000
Средняя износос-ть штампа САПР	JSAPR	: 2200
Норма амортизационных отчислений для обо	Na	: 15
Трудоемкость изгот-ия штампа	tizbase	: 10
Стоимость обр-ия	Qbase	: 20000
Зарплата при изгот-ии штампа	Ziz	: 1
Стоимость обр-ия (САПР)	QSAPR	: 50000
Трудоемкость изгот-ия штампа САПР	tizsapr	: 5
Зарплата при изгот-ии штампа САПР	Zizsapr	: 1
Затраты машинного времени при проект.	SAtev	: 200
Средний дневной заработок разработчика	Zdn	: 10
Стоимость 1 часа аренды ЭВМ	lev	: 2
Трудозатраты на создание САПР	tsapr	: 200
Коэффициент на накладные расходы (САПР)	Knakl	: 2
Дополнительные капиталовложения проектн	DeltaK	: 2000
Нормативный коэффициент эффективности	En	: 0.2
Общая экономическая эффективность	E	: 0.613
Запуск Отказ		

Рис. 7. Результаты расчета экономической эффективности

Заключение

В результате проведенной работы исследованы возможности импульсной штамповки для изгот-

Литература

1. К оценке экономической эффективности методов изготовления сложных деталей с помощью импульсных источников энергии [Текст] / В.К. Борисевич, В.Н. Голованов, В.В. Третьяк, Ю.А. Невешкин // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2009. – № 66. – С. 187-193.
2. Созришин, Ю.П. Штамповка на высокоскоростных молотах [Текст] / Ю.П. Созришин, Л.Г. Гришин, В.М. Воробьев. – М.: Машиностроение, 1978. – 167с.
3. Голованова, М.А. Формирование набора показателей для оценки экономической эффективности технологий импульсной штамповки [Текст] / М.А. Голованова // *Компьютерные технологии в управлении и экономике: сб. научн. тр.* – Х.: ХАИ, 2002. – С. 121-127.
4. Третьяк, В.В. Особенности импульсной штамповки объемных деталей авиационной техники [Текст] / В.В. Третьяк // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2011. – № 79. – С. 42-46.
5. Гавва, В.Н. Экономическая оценка инженерных решений [Текст]: учеб. пособие. / В.Н. Гавва, М.А. Голованова. – Х.: ХАИ, 1999. – 135 с.
6. Евгеньев, Г.Б. Систематология инженерных знаний [Текст]: учеб. пособие для вузов / Г.Б. Евгеньев. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 346 с.

7. Голованова, М.А. Информационная технология определения границ эффективности вариантов технологических процессов в условиях неопределенности исходных данных. [Текст] / М.А. Голованова

// Системы обработки информации: сб. науч. работ Харк. ун-та Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба. – Вип. 75. – Х., 2009. – С. 137-140.

Поступила в редакцию 20.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, ст. науч. сотр., проф. кафедры теоретической механики и роботомеханических систем, В.А. Меньшиков, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ ТА ІНФОРМАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ САПР ІМПУЛЬСНИХ ПРОЦЕСІВ

В.В. Третьяк, М.С. Матусевич, Ю.О. Невешкін, А.В. Онопченко, М.А. Голованова

Досліджується математична модель і вартісна оцінка ефективності використання систем автоматизованого проектування (САПР) імпульсних процесів об'ємного штампування при проектуванні поковки деталі типу вал з фланцем і штампового оснащення. Розробляється САПР орієнтована на конкретну організацію, при обґрунтуванні доцільності фінансування її розробки беруться показники госпрозрахункової економічної ефективності і в якості базових показників - прогнозовані показники на рік впровадження, але без урахування автоматизації проектних робіт. Економічний ефект досягається за рахунок використання ресурсозберігаючих імпульсних технологій і розробленої САПР системи в середовищі баз знань СПРУТ ТП.

Ключові слова: імпульсна об'ємна штамповка, економічна ефективність, система автоматизованого проектування.

DEVELOPMENT OF INFORMATION AND MATHEMATICAL MODEL FOR CALCULATING THE ECONOMIC EFFICIENCY CAD PULSED PROCESSES

V.V. Tretiyak, N.S. Matusevich, Yu.A. Neveshkin, A.V. Onopchenko, M.A. Golovanova

A mathematical model and the valuation of the effectiveness of the use of computer-aided design (CAD) pulsed forging processes in the design of forging parts such as shaft flange and die tooling is investigated. The developed CAD system is focused on a specific organization, in justifying the feasibility of its development funding come from a self-supporting economic efficiency indicators and benchmarks as - projections for the year of implementation, but excluding aided design. The economic effect is achieved through the use of resource-pulse technology and developed CAD systems in the environment of knowledge bases SPRUT TP.

Keywords: pulsed forging process, economic efficiency, computer-aided design.

Третьяк Владимир Васильевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технологии производства авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: vladimir.tretjak@mail.ru.

Матусевич Николай Сергеевич – магистр кафедры технологии производства авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: lmint_khai@rambler.ru.

Невешкин Юрий Александрович – мл. науч. сотр. кафедры технологии производства авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: lmint_khai@rambler.ru.

Онопченко Антон Виталиевич – аспирант кафедры технологии производства авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: anton.onopchenko@rambler.ru.

Голованова Майя Анатольевна – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры экономики и маркетинга Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: 190490@bk.ru.

УДК 621.324

Г.А. КУЧУК

Харьковский университет Воздушных Сил имени Ивана Кожедуба, Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ АГРЕГИРОВАННОГО ТРАФИКА БЕСПРОВОДНОЙ СЕТИ ПЕРЕДАЧИ ДАННЫХ НА ОСНОВЕ СТАТИСТИЧЕСКОГО МОНИТОРИНГА ИНФОРМАЦИОННЫХ ПОТОКОВ

Рассмотрен подход к разработке модели агрегированного трафика, основывающейся на данных статистического мониторинга входящих информационных потоков и позволяющей учесть особенности трафика беспроводных сетей передачи данных в современных мультисервисных сетях связи. Проведенный анализ существующих моделей показал, что минимум затрат сетевого ресурса коммутационного оборудования при учете подвижности узлов беспроводной сети (событие хэндовер) для краткосрочного прогнозирования поведения трафика на основе результатов статистического мониторинга информационных потоков, подлежащих агрегации, достигается при реализации двумерной интерполяционной модели. В процессе синтеза модели реализуются требования к степени ее адекватности реальному агрегированному трафику.

Ключевые слова: беспроводная сеть передачи данных, агрегированный трафик, мультисервисная сеть, коммутационное оборудование, хэндовер.

Введение

Постановка проблемы в общем виде и анализ литературы. Постоянно ускоряющееся развитие новых инфокоммуникационных технологий в различных сферах деятельности, в том числе и на предприятиях авиационной промышленности, использование передающих сред с высокими скоростями передачи и малыми значениями вероятности ошибки, резкое увеличение объемов трафика привели к тому, что на смену концепции сеть с интеграцией служб пришла концепция NGN (от англ. next generation networks – сети следующего/поколения), базирующаяся на мультисервисных сетях связи (МСС), ядром которых являются опорные IP-сети, поддерживающие полную или частичную интеграцию услуг передачи речи, данных и мультимедиа и предполагающие реализацию принципа конвергенции услуг [1, 2]. МСС характеризуются наличием в них большого количества узлов, которые используют много разнообразных сервисов, требующих обеспечения высокой интенсивности обмена трафиком наряду с поддержанием требуемого уровня качества обслуживания для каждого из таких сервисов [3]. Современные МСС обычно содержат в своем составе в качестве подсистем беспроводные сети передачи данных (БСПД), на которые также возлагается выполнение общей задачи обмена информацией между взаимодействующими узлами. Для этого БСПД должны обеспечивать передачу данных с характеристиками, позволяющими обеспечить требования пользователей, обслуживаемых МСС, в ча-

стности, обеспечить потенциальную возможность доступа к разделяемым ресурсам объединенной сети за приемлемое время.

На основании анализа типовой структуры, решаемых задач и процессов, протекающих в современных МСС с БСПД, сделаны выводы [3, 4]:

– основными внешними факторами, определяющими характер трафика БСПД, являются:

- разнообразие используемых приложений;
- большие объемы передаваемых данных;
- увеличение интенсивности трафика на участках, имеющих относительно низкие пропускные способности на маршруте;

– среди факторов, влияющих на изменение времени передачи пакета данных на критическом участке, можно выделить такие:

- интенсивность трафика,
- время коммутации пакета (зависящее от типа маршрутизатора и его характеристик),
- пропускная способность канала передачи данных;
- объем пакета данных;
- длина очереди пакетов данных к каналу;
- коэффициент загрузки канала служебной информацией;

– факторами, которые не учитываются в существующих моделях БСПД, являются фрактальность трафика, проявляющаяся при объединении множества информационных потоков, и некоторые особенности поведения трафика, связанные с подвижностью узлов БСПД.

В работах [4, 5] показано, что процесс агрегирования трафика множества отдельных источников в объединенной сети (включающей также участки, построенные на БСПД), приводит к скачкообразным изменениям интенсивности трафика, и его можно рассматривать как фрактальный процесс, статистические характеристики которого проявляют свойства масштабной инвариантности.

Традиционные модели трафика предполагают сглаживание трафика (например, применение метода статистического мультиплексирования [3] или метода сглаживания интенсивности информационных потоков [5]). Однако, для трафика, обладающего свойством фрактальности, эти методы оказываются неэффективными, поскольку пропускная способность, предоставляемая сетью, используется не в полной мере. Кроме того, данные подходы не позволяют учесть проблемы, возникающие из-за возможной подвижности узлов БСПД.

Таким образом, задача разработки модели агрегированного трафика, основывающейся на данных статистического мониторинга входящих информационных потоков и позволяющей учесть особенности трафика БСПД современных МСС, **актуальна**, а разработка подхода к ее решению является **целью данной статьи**.

Выбор базовой модели

Наиболее часто встречающейся в отечественной и зарубежной литературе моделью телекоммуникационного трафика, обладающего свойствами фрактальности, является ON/OFF-модель, которая также зачастую используется для объяснения физических причин фрактальных явлений в современных сетях передачи данных [3, 4].

Традиционная ON/OFF-модель формирует процесс, который является процессом описания приращений фрактального броуновского движения. По своей сути это процесс, в котором чередуются два состояния: 0 или 1. Такое базовое разбиение временной оси для ON/OFF-модели учитывает иерархическую структуру периодов активности источника. Подобно Канторову множеству, такие периоды активности разбиваются на подпериоды, которые характеризуют передачу групп пакетов данных.

Таким образом, в модели учитываются две из перечисленных выше причин, обуславливающих проявление свойств фрактальности трафика: поведение пользователя и генерация трафика. Однако подвижность узла в беспроводной сети может являться причиной возникновения такого события как хэндовер [6]. Поскольку местоположение узла непо-

средственным образом связано с его IP-адресом, следовательно, факт изменения IP-адреса при смене подвижным узлом базовой станции (точки доступа к сети) требует оповещения. Хэндовер является событием, которое может возникнуть при выходе подвижного узла из зоны обслуживания одной точки доступа вследствие его перемещения в зону обслуживания другой, и приводит к временному прекращению генерации трафика транспортным уровнем стека протоколов, с сохранением всех параметров передачи, и последующим восстановлением такой генерации в соответствии с сохраненными параметрами. Корректная обработка такого события позволяет подвижному узлу сохранять неразрывность соединения во время его передвижений и смены точек доступа к сети [6]. Учет хэндовера в ON/OFF-модели предполагает дополнительное разбиение анализируемого временного интервала, что приводит к ее существенному усложнению и, соответственно, к невозможности использования на коммутационных узлах (КУ) БСПД для краткосрочного прогнозирования поведения трафика на основе результатов статистического мониторинга информационных потоков, входящих в КУ. Проведенный анализ существующих моделей показал, что при гомоморфном отображении временного интервала на совокупность интервалов активности БСПД практически не усложняется интерполяционная модель, предлагаемая в качестве базовой, причем более точный прогноз дает двумерная модель.

Для построения необходимого гомоморфного отображения, предположим, что на временном интервале $[0, T]$ j -й узел L раз ($L \geq 0$) выходил из зоны обслуживания БСПД, при этом ℓ -й интервал хэндовера ($\ell = \overline{1, L}$) зададим как $h_{j,\ell} = (t_{j,\ell}^{(h)}, t_{j,\ell}^{(h)} + \Delta t_{j,\ell}^{(h)})$ (рис. 1).

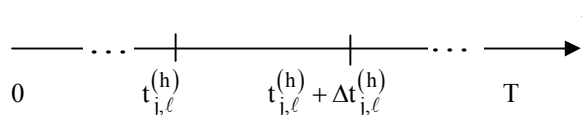


Рис. 1. ℓ -й интервал хэндовера

Это позволяет определить функцию временного сдвига в ON/OFF-модели, определяющую гомоморфное отображение интервала $[0, T]$ на вложенную область активности, и позволяющую учесть влияние хэндовера:

$$h_j(t) = t + \sum_{t_{j,\ell}^{(h)} < t} \Delta t_{j,\ell}^{(h)}, \quad (1)$$

$$t \in [0, T], \quad \ell \in [0, L], \quad t_{j,0}^{(h)} = T; \quad \Delta t_{j,0}^{(h)} = 0.$$

Синтез модели БСПД по отсчетам трафика МСС

Рассмотрим БСПД, характер поведения трафика в которой неизвестен, однако предполагается, что временной интервал проведения очередной сессии можно разбить на конечное число подинтервалов, на каждом из которых источники сообщений не выходили из зоны обслуживания, а для анализа его параметров и синтеза адекватной модели используются статистические оценки, полученные при обработке данных, накопленных за некоторое число сессий.

Пусть $\{W^{(k,\ell_k)}(h(t))\}$ – семейство динамических функций, характеризующих объем информации, поступающей в k -ую службу ($k = \overline{1, K}$) от источника ℓ_k ($\ell_k = \overline{1, L_k}$) со средней скоростью

$$V^{(k,\ell_k)}(h(t)) = \frac{dW^{(k,\ell_k)}(h(t))}{dt}, \quad (2)$$

описываемой априорно неизвестной зависимостью

$$V^{(k,\ell_k)}(h(t)) = \Psi\left(W^{(k,\ell_k)}, h(t)\right), \quad (3)$$

где $h(t_0) = t_0$; $V^{(k,\ell_k)}(t_0) = W_0^{(k,\ell_k)}$;

$$t \in \left[t_0^{(k,\ell_k)}, t_0^{(k,\ell_k)} + T^{(k,\ell_k)}\right],$$

где $t_0^{(k,\ell_k)}$ – нижняя граница рассматриваемого временного интервала, а $\dot{O}^{(k,\ell_k)}$ – его длина.

Проведем R измерений в моменты времени $t_r^{(k,\ell_k)}$, $r = \overline{0, R-1}$, в пределах N различных сессий с начальными условиями $W_{0,n}^{(k,\ell_k)}$ ($n = \overline{0, N-1}$), заданными в пределах допустимой области

$$\mathfrak{Z}^{(k,\ell_k)} = \left[W_{\min}^{(k,\ell_k)}, W_{\max}^{(k,\ell_k)} \right] \times \left[t_0^{(k,\ell_k)}; t_0^{(k,\ell_k)} + T^{(k,\ell_k)} \right] \subset \mathfrak{R}^2, \quad (4)$$

где $W_{\min}^{(k,\ell_k)}, W_{\max}^{(k,\ell_k)}$ – минимальная и максимальная границы варьирования функций семейства $\{W^{(k,\ell_k)}(h(t))\}$ в пределах сессий.

Построим на $\mathfrak{Z}^{(k,\ell_k)}$ динамическую функцию определения передаваемой информации. При этом будем использовать описанный в [3] метод оценки адекватности трафика, в соответствии с которым необходимо выполнение следующего условия:

$$\rho\left(\Phi^{(k,\ell_k)}, \tilde{\Phi}^{(k,\ell_k)}\right) \leq \varepsilon^{(k,\ell_k)}; \quad (5)$$

при $\tilde{\Phi}^{(k,\ell_k)} = \tilde{W}^{(k,\ell_k)}\left(h(t), W_0^{(k,\ell_k)}\right)$;

$$\Phi^{(k,\ell_k)} = \left(h(t), W_0^{(k,\ell_k)}\right); \left(t, W_0^{(k,\ell_k)}\right) \in \mathfrak{Z}^{(k,\ell_k)},$$

где $\tilde{W}(\bullet)$ – функция, аппроксимирующая $W(\bullet)$ при заданных начальных условиях, а аргумент $\Phi^{(k,\ell_k)}$ выделяет из семейства $\{W^{(k,\ell_k)}(h(t))\}$ ту функцию, для которой выполнено условие

$$W^{(k,\ell_k)}\left(t_0^{(k,\ell_k)}\right) = W_0^{(k,\ell_k)}.$$

Так как $\mathfrak{Z}^{(k,\ell_k)} \subset \mathfrak{R}^2$, то в (5) расстояние $\rho(\bullet)$ является стандартной метрикой пространства L^2 , т.е.

$$\max_{t, W_0^{(k,\ell_k)}} \left| \Phi^{(k,\ell_k)} - \tilde{\Phi}^{(k,\ell_k)} \right| \leq \varepsilon^{(k,\ell_k)}; \quad (6)$$

$$\left(t, W_0^{(k,\ell_k)}\right) \in \mathfrak{Z}^{(k,\ell_k)}.$$

При дальнейшем исследовании процесса построения модели трафика беспроводной сети используем классификацию категорий функционального описания количества передаваемого трафика, предложенную в [7]. В первой категории в результате выполнения сбора статистических данных реального трафика может быть построено множество измерений

$$M^{(k,\ell_k)}[Q][\Xi] = M^{(k,\ell_k)}[Q][\Xi] + \delta\tilde{M}^{(k,\ell_k)}[Q][\Xi], \quad (7)$$

$$(Q, \Xi > 0),$$

где $(\bullet)^{[Q][\Xi]}$ обозначает получение значений производных по времени от 0 до $Q-1$ и по начальным условиям от 0 до $\Xi-1$; $\tilde{M}(\bullet)$ – множество моделируемых значений параметров, изоморфное $M(\bullet)$; $\delta\tilde{M}(\bullet)$ – множество значений невязок, связанных с ошибками измерений, причем, согласно [8], ошибки некоррелированы и имеют нулевое математическое ожидание.

Из (7) следует, что для фиксированного измерения (n, r) его результат равен

$$W_{n,r}^{(k,\ell_k)}[q][\xi] = \frac{\partial^{q+\xi} W^{(k,\ell_k)}\left(h(t), W_0^{(k,\ell_k)}\right)}{\partial t^q \partial \left(W_0^{(k,\ell_k)}\right)^\xi} \bigg|_{t=h(t_r^{(k,\ell_k)})}^{W_0^{(k,\ell_k)}=W_{0,n}^{(k,\ell_k)}}. \quad (8)$$

Следовательно, в узлах (n, r) рассматриваемой категории трафика известны точные значения функции объема информации $W^{(k,\ell_k)}\left(h(t), W_0^{(k,\ell_k)}\right)$ и ее частных производных, что позволяет для синтеза математической модели использовать метод опор-

ных интегральных кривых [9]. В соответствии с ним рассмотрим обобщенный интерполяционный полином дифференцируемой функции (7) в базисе метрического пространства L^2 над областью $\mathfrak{Z}^{(k, \ell_k)}$ [10]:

$$\begin{aligned} \tilde{W}^{(k, \ell_k)}(h(t), W_0^{(k, \ell_k)}) = \\ = \sum_{n_1=0}^{N-1} \sum_{n_2=0}^{\Xi-1} \sum_{r_1=0}^{R-1} \sum_{r_2=0}^{Q-1} \left(\alpha_{n_1 r_1}^{(k, \ell_k)[n_2][r_2]} \times \right. \\ \left. \times f_{r_1 r_2}^{(k, \ell_k)}(h(t)) \varphi_{n_1 n_2}^{(k, \ell_k)}(W_0^{(k, \ell_k)}) \right), \end{aligned} \quad (9)$$

где $\left\{ f_{r_1 r_2}^{(k, \ell_k)} \times \varphi_{n_1 n_2}^{(k, \ell_k)}(W_0^{(k, \ell_k)}) \right\}$ – базис интерполяционного разложения в L^2 , определенный над $\mathfrak{Z}^{(k, \ell_k)}$ в соответствии с [3]; $\alpha_{n_1 r_1}^{(k, \ell_k)[n_2][r_2]}$ – неизвестные коэффициенты данного разложения.

Для $\varepsilon^{(k, \ell_k)}$ -адекватности (9) необходимо наложить на элементы множества невязок $\delta \tilde{M}(\bullet)$ из (7) $W^{(k, \ell_k)}(h(t), W_0^{(k, \ell_k)})$ такое ограничение [3]:

$$\begin{aligned} \max_{t, W_0^{(k, \ell_k)}} \left| \omega(h(t), W_0^{(k, \ell_k)}) \right| \leq \varepsilon^{(k, \ell_k)}, \\ (h(t), W_0^{(k, \ell_k)}) \in \mathfrak{Z}^{(k, \ell_k)}. \end{aligned} \quad (10)$$

При выполнении (10) неизвестные коэффициенты разложения (9) находятся из следующей системы алгебраических уравнений:

$$\begin{aligned} \sum_{n_1=0}^{N-1} \sum_{n_2=0}^{\Xi-1} \sum_{r_1=0}^{R-1} \sum_{r_2=0}^{Q-1} \left(\alpha_{n_1 r_1}^{(k, \ell_k)[n_2][r_2]} \times \right. \\ \left. \times f_{r_1 r_2}^{(k, \ell_k)}[q](h(t_{r_1})) \times \varphi_{n_1 n_2}^{(k, \ell_k)}[\xi](W_{0, n}^{(k, \ell_k)}) \right) = \\ = W_{n_1 r_1}^{(k, \ell_k)}[q][\xi]. \end{aligned} \quad (11)$$

Использование полиномов Эрмита после сложных преобразований (9) и (11) приводит к следующей модели трафика данной категории:

$$\begin{aligned} \tilde{W}^{(k, \ell_k)}(h(t), W_0^{(k, \ell_k)}) = \\ = \sum_{n_1=0}^{N-1} \sum_{n_2=0}^{\Xi-1} \sum_{r_1=0}^{R-1} \sum_{r_2=0}^{Q-1} \left(W_{n_1 r_1}^{(k, \ell_k)} \cdot H_{n_1 n_2}(W_0^{(k, \ell_k)}) \times \right. \\ \left. \times W_{n_1 r_1}^{(k, \ell_k)} \cdot H_{n_1 n_2}(W_0^{(k, \ell_k)}) \right) = \\ = \sum_{n_1=0}^{N-1} \sum_{n_2=0}^{\Xi-1} \sum_{r_1=0}^{R-1} \sum_{r_2=0}^{Q-1} \left(\frac{1}{n_1! \cdot r_1! \cdot q! \cdot \xi!} W_{n_1 r_1}^{(k, \ell_k)}[q][\xi] \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{(W_0^{(k, \ell_k)} - W_{0, n_1}^{(k, \ell_k)})^\Xi}{\mathfrak{N}_{N-1}(W_0^{(k, \ell_k)})} \right)^{\xi_1} \right) \Bigg|_{W_0^{(k, \ell_k)} = W_{0, n_1}^{(k, \ell_k)}} \times \quad (12) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \times \frac{\mathfrak{N}_{N-1}(W_0^{(k, \ell_k)})}{(W_0^{(k, \ell_k)} - W_{0, n_1}^{(k, \ell_k)})^{\Xi - n_2 - \xi_1}} \times \frac{\mathfrak{N}_{R-1}(h(t))}{(h(t) - h(t_{r_1}))^{Q - r_2 - \xi_2}} \times \\ \times \left(\frac{(h(t) - h(t_{r_1}))^Q}{\mathfrak{N}_{R-1}(h(t))} \right)^{\xi_2} \Bigg|_{h(t)=h(t_{r_1})}, \end{aligned}$$

где $\mathfrak{N}_{N-1}(W_0^{(k, \ell_k)}) = \prod_{n_3=0}^{N-1} (W_0^{(k, \ell_k)} - W_{0, n_3}^{(k, \ell_k)})^H$;

$$\mathfrak{N}_{R-1}(h(t)) = \prod_{r_3=0}^{R-1} (h(t) - h(t_{r_3}))^Q.$$

Исходя из (1), (10) и (12) модель агрегированного трафика БСПД можно представить следующим образом:

$$W_a(h(t)) = \sum_{k=1}^K \sum_{\ell_k=1}^{L_k} \tilde{W}^{(k, \ell_k)}(h(t), W_0^{(k, \ell_k)}), \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \max_{k=1, K} \max_{\ell_k=1, L_k} \max_{t, W_0^{(k, \ell_k)}} \left| \omega(h(t), W_0^{(k, \ell_k)}) \right| \leq \varepsilon_a, \\ (h(t), W_0^{(k, \ell_k)}) \in \mathfrak{Z}^{(k, \ell_k)} \quad \forall k \in \overline{1, K}, \ell_k \in \overline{1, L_k}, \end{aligned} \quad (14)$$

где ε_a определяет требуемую степень адекватности агрегированного трафика.

Для выполнения в предложенной модели (13) – (14) условия адекватности (14) необходимо выбрать шаги разбиения γ области $\mathfrak{Z}^{(k, \ell_k)}$ исходя из условия минимизации оценки погрешности двумерной интерполяции [7]. Проведенный анализ показал, что при небольшом количестве разрывов функции $W^{(k, \ell_k)}(h(t), W_0^{(k, \ell_k)})$ вследствие хэндовера размерность разбиения γ невелика и позволяет провести краткосрочное прогнозирование поведения трафика.

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Таким образом, в статье предложен подход к разработке модели агрегированного трафика, основывающейся на данных статистического мониторинга входящих информационных потоков и позволяющей учесть особенности трафика беспроводных сетей передачи данных в современных мультисервисных сетях связи. При этом минимум затрат сетевого ресурса коммутационного оборудования для учета события хэндовер для краткосрочного прогнозирования поведения трафика на основе результатов статистического мониторинга информационных потоков, подлежащих агрегации, достигается при реализации двумерной интерполяционной модели. В

процессе синтеза модели реализуются требования к степени ее адекватности реальному агрегированному трафику.

Однако, при резких флуктуациях трафика входящих информационных потоков для выполнения условия адекватности необходима мелкомасштабная шкала отсчетов, что приводит к резкому усложнению модели (13) – (14). Разрешение возникающего противоречия является **направлением дальнейших исследований**.

Литература

1. Крылов, В.В. Теория телетрафика и ее приложения [Текст] / В.В. Крылов, С.С. Самохвалова. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 288 с.
2. Олифер, В.Г. Компьютерные сети. Принципы, технологии, протоколы [Текст] / В.Г. Олифер, Н.А. Олифер. – СПб.: Питер, 2012. – 943 с.
3. Кучук, Г.А. Управление ресурсами инфотелекоммуникаций [Текст] / Г.А. Кучук, Р.П. Гахов, А.А. Пашичев. – М.: Физматлит, 2006. – 220 с.
4. Кучук, Г.А. Моделирование трафика мультисервисной распределенной телекоммуникационной сети

[Текст] / Г.А. Кучук, И.Г. Кіріллов, А.А. Пашичев // Системи обробки інформації. – Х.: ХУ ПС, 2006. – Вип. 9 (58). – С. 50 – 59.

5. Куроуз, Дж. Компьютерные сети. 2-е изд [Текст] / Дж. Куроуз, К. Росс. – СПб.: Питер, 2004. – 765 с.

6. Manner, J. Mobility Related Terminology [Текст] / J. Manner, M. Kojo. – Network Working Group, RFC 3753. 2004. – 234 p.

7. Булычев, Ю.Г. Синтез математических моделей динамических систем по экспериментальным данным. Деп. рук. № 2745-B97 [Текст] / Ю.Г. Булычев, А.А. Манин. – М.: ВИНТИ, 1997. – 24 с.

8. Cheng, C.S. Effective bandwidth in high-speed digital networks [Text] / C.S. Cheng, J.A. Thomas // IEEE journal on selected Areas in Communications. – 1995. – V. 13. – P. 1091 – 1100.

9. Булычев, Ю.Г. Численно-аналитическое интегрирование дифференциальных уравнений с использованием обобщенной интерполяции [Текст] / Ю.Г. Булычев // ЖВМ и МФ. – 1994. – Т. 34, № 4. – С. 520 – 532.

10. Кучук, Г.А. Розрахунок навантаження мультисервісної мережі [Текст] / Г.А. Кучук, Я.Ю. Стасєва, О.О. Болюбаши // Системи озброєння і військова техніка. – 2006. – № 4 (8). – С. 130 – 134.

Поступила в редакцию 31.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. В.А. Краснобаев, Полтавский национальный технический университет им. Ю. Кондратюка, Полтава.

МОДЕЛЮВАННЯ АГРЕГОВАНОГО ТРАФІКА БЕЗПРОВІДНОЇ МЕРЕЖІ ПЕРЕДАЧІ ДАНИХ, ЩО ҐРУНТУЄТЬСЯ НА СТАТИСТИЧНОМУ МОНІТОРИНГІ ІНФОРМАЦІЙНИХ ПОТОКІВ

Г.А. Кучук

Розглянутий підхід до розробки моделі агрегованого трафіка, що ґрунтується на даних статистичного моніторингу вхідних інформаційних потоків і дозволяє врахувати особливості трафіка безпроводних мереж передачі даних в сучасних мультисервісних мережах зв'язку. Проведений аналіз існуючих моделей показав, що мінімум витрат мережевого ресурсу комутаційного устаткування при врахуванні рухливості вузлів безпроводної мережі (подія хендовер) для короткострокового прогнозування поведінки трафіка на основі результатів статистичного моніторингу інформаційних потоків, що підлягають агрегації, досягається при реалізації двовимірної інтерполяційної моделі. В процесі синтезу моделі реалізуються вимоги до ступеня її адекватності реальному агрегованому трафіку.

Ключові слова: безпроводна мережа передачі даних, агрегований трафік, мультисервісна мережа, комутаційне устаткування, хендовер.

MODELLING OF THE WIRELESS NETWORK AGGREGATED TRAFFIC ON THE BASIS OF INFORMATIVE STREAMS STATISTICAL MONITORING

G.A. Kuchuk

Going is considered near development of model of the aggregated traffic, based on information of the statistical monitoring of incoming informative streams and allowing to take into account the features of wireless network traffic in modern multiservice communication networks. The conducted analysis of existent models rotined that a minimum of expenses of network resource of interconnect equipment at the account of mobility of knots of off-wire network (handover) for short-term prognostication of conduct of traffic on the basis of results of the statistical monitoring of informative streams, subject arperации, arrived at during realization of двумерной interpolation model. In the process of synthesis of model realized requirement to the degree of its adequacy to the real aggregated traffic.

Key words: wireless network, aggregated traffic, multiservice network, interconnect equipment, handover.

Кучук Георгий Анатольевич – д-р техн. наук, ст. науч. сотр., вед. науч. сотр. научного центра Харьковского университета Воздушных Сил им. И. Кожедуба, Харьков, Украина; e-mail: kuchuk56@yandex.ru.

УДК 621.45 (031)

В.Г. НЕСТЕРЕНКО, Н.Н. СИРОТИН, А.Б. АГУЛЬНИК, Ю.А. РАВИКОВИЧ*Московский авиационный институт**(национальный исследовательский университет), Россия***КОМПЛЕКСНАЯ ПОДГОТОВКА УЧАЩИХСЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ
ЗАВЕДЕНИЙ ПО СПЕЦИАЛЬНОСТИ «АВИАЦИОННЫЕ ДВИГАТЕЛИ
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ»**

Рассматривается содержание учебного плана профессионального цикла специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки», необходимые для изучения процесса проектирования конструкций интегрированной силовой установки (СУ), включающей авиационный двигатель и энергетическую установку (АД и ЭУ), входной канал, мотогондолу, реверс тяги (при его наличии), агрегаты и блоки «обвязки» двигателя и их соединения с системами летательного аппарата (ЛА). Показана необходимость расширенной подготовки студентов, отражающей новые задачи, стоящие перед отечественной авиационной промышленностью по импортозамещению зарубежной техники отечественными производителями АД и ЛА, повышению их ресурса и надёжности, снижению стоимостных жизненного цикла и т.д. Эти задачи должны найти отражение в содержании учебных программ дисциплин профессионального цикла, включаемых в учебные планы ФГОС ВПО третьего поколения по направлению подготовки 160700 «Двигатели летательных аппаратов» - квалификация (степень) «бакалавр» и «магистр», с целью повышения качества обучения проектно-конструкторской профессиональной деятельности.

Ключевые слова: силовая установка (СУ), воздухозаборник, мотогондола, реверс, компрессор, вентилятор, турбина, сопло, сухая масса.

Введение

В МАИ на факультете №2 осуществлён переход от одноуровневой образовательной подготовки студентов, по специальности 160301 «Авиационные двигатели и энергетические установки (АД и ЭУ)», к двухуровневой системе образования. Учащиеся, после четырёх лет обучения, получают степень (квалификацию) бакалавр – инженер [1]. Далее, при наличии желания и такой возможности, они могут продолжить своё обучение по избранной специальности и после двух лет дополнительного обучения получить степень (квалификацию) магистра [2]. Параллельно с этим, в МАИ сохранена подготовка специалистов, с непрерывным 5,5 летним сроком обучения. Не вызывает сомнений то, что в настоящее время требуется более расширенная образовательная подготовка инженера, наличие у него знаний и умений разбираться в том числе и в экономических, а также эксплуатационных требованиях к проекту, умение решать проектные задачи с учётом ряда новых критериев, например, тех, которые определяют стоимость жизненного цикла (СЖЦ) АД и ЭУ. Проектировщик узлов нового двигателя должен учитывать: возможность его модернизации и повышения технических параметров в дальнейшем; создания не одного изделия, а целого семейства двигателей разного вида и назначения на основе базовых узлов и блоков исходного варианта; конкурентной способности проектируемых СУ на мировых рынках и др.

Особенно необходимо сформировать у студентов понимание требований по законченности исследований и проектов, доведения их до этапов внедрения в реальные объекты. Требуется воспитывать большую самостоятельность студентов при выполнении домашних заданий и практических работ, формировать творческие способности, логического и комбинаторного мышления. Курсовые задания и проекты должны содержать как обязательные части, способствующие усвоению и закреплению пройденного теоретического материала, так и специальные разделы, индивидуальные для каждого студента, в которых он мог бы проявить самостоятельность и показать свои творческие способности. Учебные и методические пособия, должны содержать примеры практического использования теоретических положений при проектировании, как это сделано в учебнике широко известного иностранного автора, Jack D. Mattingley [3], в котором параллельно с изложением теоретического материала и расчётных методик содержатся примеры их применения при проектных расчётах всех основных узлов различных современных авиационных двигателей США, отличающихся размерностью, параметрами и условиями эксплуатации, включая ТРД, ТРДД, ТРДДф, ТВД и ТВЛД гражданского и военного назначения. Используемые автором методики представлены также в Интернете в автоматизированном виде, благодаря чему студенты в диалоговом режиме могут сопоставлять получаемые ими результаты проектирования

ния с реальными конструкциями, в которых выбираемые параметры чаще всего находились после многочисленных расчётов и носят компромиссный характер, учитывающий множество разнородных и противоречивых факторов. Например, требование высокого КПД обязывает снизить степень аэродинамической нагруженности ступени компрессора или турбины. Однако требование минимизации массы СУ наоборот, обязывает сокращать число этих ступеней и увеличивать степень нагруженности каждой из них. Другой пример, современные центробежные ступени компрессора могут иметь исключительно высокую степень повышения давления воздуха, доходящую до значений 8...12. При этом существенно сокращается число деталей в СУ. Однако центробежная ступень имеет значительно большие диаметральные размеры, способствующие увеличению лобового сопротивления СУ.

1. Требования двухуровневой системы высшего образования

1.1. Подготовка бакалавров

Рассмотрим содержание государственных стандартов третьего поколения по направлению подготовки студентов 160700 «Двигатели летательных аппаратов», где выпускной квалификацией является бакалавр. Бакалавры подготавливаются к следующим видам профессиональной деятельности: проектно-конструкторской; производственно-технологической; организационно-управленческой. Остановимся на требованиях к квалификации бакалавра - инженера, подготовленного для выполнения проектно-конструкторской деятельности. Их много, но главное требование – бакалавр должен уметь разрабатывать проекты двигателей и энергоустановок ЛА с учетом физико-механических, технологических, экологических и экономических параметров; разрабатывать проекты технических условий и технических описаний. Написано коротко и ясно: «Должен уметь!». Производственно-технологическая деятельность требует других, менее ответственных «умений»: разработка маршрутных карт технологических процессов изготовления двигателей и энергоустановок летательных аппаратов; участие во взаимодействии конструкторских, технологических и испытательных подразделений и т.д. В свою очередь, организационно-управленческая деятельность, требует следующих умений: нахождения компромисса между различными требованиями (стоимости, качества, безопасности и сроков исполнения) как при долгосрочном, так и при краткосрочном планировании и определения оптимальных решений; участия во внутриотраслевой кооперации и др. Особенно интересно требование «... выполнения международных обязательств по контролю за нераспространением ракетно-ядерного оружия». Такие документы могут появляться только в том случае, если их

составляют люди, не имеющие никакого отношения к реальной жизни и преподавательской деятельности. Безусловно, что бакалавр не должен быть «узким» специалистом, а иметь образование, позволяющее ему в процессе практической деятельности принимать участие в различных видах профессиональной деятельности. К примеру, авиационно-космический факультет политехнический университета г. Нью-Йорка не готовит бакалавров, а принимает уже подготовленных на других факультетах или университетах бакалавров для обучения по квалификации магистра. Это вполне объяснимо, производственные обязанности бакалавра носят вспомогательный характер. Если сопоставить программу обучения бакалавров по направлению подготовки студентов 160700, составленную в МАИ по профилю «Авиационные силовые установки», и другую программу обучения инженера по специальности 160301 «Авиационные двигатели и энергетические установки» за один и тот же период в четыре года, то выясняется следующее. Имеется существенная разница в уровне подготовки и перечне изучаемых дисциплин профессионального цикла сравниваемых вариантов обучения. В программу подготовки бакалавра профиля «Авиационные силовые установки» не вошли следующие дисциплины: «Теоретические основы математического моделирования конструкций методами конечных элементов», «Основы трёхмерного моделирования конструкций АД и ЭУ», «Проектирование конструкций узлов, блоков и модулей ВРД», «Основы доводки и модифицирования конструкций АД и ЭУ», «Надёжность, ресурс и контроль технического состояния АД и ЭУ», «Проектирование конструкций узлов, блоков и модулей ВРД». В указанной выше программе подготовки бакалавров нет ни одного курсового проекта по конструкции двигателя или компоновочной схемы СУ. Как же не имея даже учебной практики проектирования, он может разрабатывать проекты?

1.2. Подготовка магистров

Требования государственного стандарта к обучению магистра по направлению подготовки 160700 «Двигатели летательных аппаратов» состоят в следующем. Главное, он должен быть подготовлен к различным видам профессиональной деятельности. Это вполне обосновано, поскольку в дальнейшем он должен заниматься самостоятельной работой: научно-исследовательской; проектно-конструкторской; производственно-технологической; лабораторно-испытательной; организационно-управленческой. Очевидно, что образовательная подготовка магистра должна отражать в большей или меньшей степени все виды его профессиональной деятельности. Приведём некоторые требования, формирующие подготовку будущих магистров к проектно-конструкторской деятельности: разработка проектов реактивных двигательных установок и энергоуста-

новок ЛА с учетом физико-механических, технологических, экологических и экономических параметров; использование современных информационных технологий, пакетов САПР при разработке новых двигательных, энергоустановок и их интеграции в конструкцию летательного аппарата.; разработка проектов технических заданий, технических условий и технических описаний; сопровождение полного жизненного цикла двигателя ЛА от стадии технического предложения до эксплуатации и утилизации двигателя и др. Нам представляется полезным в процессе проведения 18-го Международного конгресса двигателестроения провести обсуждение содержания учебных планов для обучения магистров и бакалавров, разработанных в различных авиационных университетах РФ и Украины, обменяться мнениями по их целесообразному содержанию и имеющемуся опыту их реализации.

2. Учебная литература

Учебники по специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки», вышедшие в самое последнее время [4] и [5], представлены ниже, в списке литературы. В этих книгах содержатся разделы, относящиеся ко всему жизненному циклу авиационного двигателя и его силовой установки. Они подготовлены коллективами авторов, имеющих опыт преподавательской и практической деятельности в области авиационного двигателестроения. Аналогов такого рода литературы за рубежом, по имеющимся у нас сведениям, нет. Можно было бы рекомендовать дополнить эти учебники рядом учебных пособий, содержащих примеры и задачи по различным темам проектных расчётов или вариантов анализа и выбора конструктивных решений основных узлов СУ с АД и ЭУ. Можно привести большое количество монографий, относящихся к различным аспектам проектной и научно-исследовательской деятельности, связанной с проектированием, доводкой или эксплуатацией авиационных двигателей. Приведём, в качестве примера, одну из них [6], посвящённую проблеме контроля и диагностики технического состояния газотурбинных двигателей. Среди множества задач, решаемых в этом направлении проектировщиками, очень важно своевременно выявить повреждение и предотвратить возможные разрушения деталей и узлов двигателя, обеспечить безопасность полётов. Этими задачами занимается большой круг специалистов и подготовка магистра по этому направлению работ вполне оправдана. Нами приведен лишь один пример специализированной подготовки магистра по направлению «Двигатели летательных аппаратов». Этот список можно было бы продолжить и разработать рекомендательный документ с перечнем конкретных направлений учебной подготовки магистров, востребованных авиационной промышленностью.

3. Актуальные проблемы исследований и проектирования современных авиационных СУ

В последнее время выявилось несколько исключительно важных направлений проектных работ [7], определяющих повышение эффективности авиационных СУ на ЛА. Во-первых, это увеличение уровня энерговооружённости СУ ЛА, который определяется величиной соотношения силы тяги СУ к массе ЛА, выбираемый при проектировании. Этот параметр важен для любого ЛА, самолёта или вертолёт. Так, например, для нового российского боевого самолёта, разрабатываемого по проекту ПАКФА, он равен 1,4. Модернизированный МИГ 29 МК повысил величину своей энерговооружённости до значения 1,2. Модернизированный вертолёт Ми-8МСБ установил мировой рекорд максимальной высоты полёта 8200 м с двигателями увеличенной мощности ТВ3 117 ВМА – СБМ1В 4Е. Появились принципиально новые скоростные вертолёт с комбинированной силовой установкой. Современные гражданские российские самолёты также требуют новых, более эффективных двигателей. С этой целью ведётся разработка ТРДД ПД 14 для самолёта МС-21 с перспективными параметрами термодинамического цикла. Что касается СУ для ЛА военного назначения, то проходит летные испытания самолёт Т-50 с модернизированными, а позже с новыми, более мощными двигателями. Во всех этих и многих других работах могут принимать самое активное участие молодые специалисты, получившие образование по направлению «Двигатели летательных аппаратов». Конечно, имеется много нерешённых проблем, требующих своего решения. Это и снижение стоимости жизненного цикла отечественных АД и ЭУ, повышение их ресурса и надёжности, улучшение экологических характеристик. По проекту перспективных вертолётных двигателей предполагается создать семейство двигателей с улучшенными показателями экономичности и многое другое.

Заключение

1. При переходе на двухуровневую систему образования возникает много организационных и финансовых проблем, поэтому в МАИ, наряду с подготовкой бакалавров и магистров, параллельно сохранено одноуровневое образование, обеспечивающее выпуск специалиста за 5,5 лет.

2. Совершенствование авиационной техники требует также и совершенствования учебного процесса по подготовке специалистов, способных решать задачи по проектированию узлов и систем авиационных двигателей и силовых установок летательных аппаратов на мировом уровне.

Литература

1. ФГОС ВПО РФ по направлению подготовки 160700 Двигатели летательных аппаратов (квалификация (степень) "бакалавр") [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.fgosvpo.ru. – 12.05.2013.

2. ФГОС ВПО РФ по направлению подготовки 160700 Двигатели летательных аппаратов (квалификация (степень) "магистр") [Электронный ресурс]. – Режим доступа: или URb: www.fgosvpo.ru. – 12.05.2013.

3. Mattingley, J.D. Elements of gas turbines propulsion [Text] / J.D. Mattingley. – New York: McGraw-Hill, Inc., 2005. – 960 p.

4. Иноземцев, А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических устано-

вок [Текст]: учеб. / А.А. Иноземцев, М.А. Нухамкин, В.Л. Сандрацкий. – М.: Машиностроение, 2008. – 1175 с.

5. Основы конструирования, производства и эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей и энергетических установок в системе CALS технологий [Текст]: учеб. / Н.Н. Сиротин, А.С. Новиков, А.Г. Пайкин, Е.Ю. Марчуков, А.Н. Сиротин, А.Б. Агульник, В.Г. Нестеренко. – М.: Наука, 2011. – 2012. – 2134 с.

6. Новиков, А.С. Контроль и диагностика технического состояния газотурбинных двигателей [Текст] / А.С. Новиков, А.Г. Пайкин, Н.Н. Сиротин. – М.: Наука, 2007. – 470 с.

7. Авиационные двигатели [Текст] / под ред. И.Г. Шустова. – М.: ООО ИД «АЭРОСФЕРА», 2007. – 328 с.

Поступила в редакцию 23.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., генеральный директор М.К. Леонтьев, ООО «Альфа - Транзит», Москва.

КОМПЛЕКСНА ПІДГОТОВКА УЧНІВ ВИЩИХ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДІВ ЗА СПЕЦІАЛЬНІСТЮ «АВІАЦІЙНІ ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ»

В.Г. Нестеренко, М.М. Сиротін, О.Б. Агульник, Ю.О. Равикович

Розглядається зміст розділів навчального плану професійного циклу спеціальності «Авіаційні двигуни і енергетичні установки», необхідних для вивчення процесу проектування конструкцій інтегрованої силової установки (СУ), яка містить авіаційний двигун і енергетичну установку (АД і ЕУ), вхідний канал, мотогондолу, реверс тяги (при його наявності), агрегати і блоки «обв'язки» двигуна та їх сполучення з системами літального апарата (ЛА). Показано необхідність розширеної підготовки студентів, яка відбиває нові завдання, що стоять перед вітчизняною авіаційною промисловістю з імпортозаміщення зарубіжної техніки вітчизняними виробниками АД і ЛА, підвищенню їх ресурсу і надійності, зниженню вартості життєвого циклу та ін. Ці завдання повинні знайти відбиток у змісті навчальних програм дисциплін професійного циклу, які входять до навчальних планів ФГОС ВПО третього покоління за напрямком підготовки 160700 «Двигуни літальних апаратів» - кваліфікація (ступінь) «бакалавр» і «магістр», з метою підвищення якості навчання проектно-конструкторської професійної діяльності.

Ключові слова: силова установка, повітрязабірник, мотогондола, реверс, компресор, вентилятор, турбіна, сопло, суха маса.

COMPREHENSIVE TRAINING OF UNIVERSITY STUDENTS IN «AIRCRAFT ENGINES AND POWER PLANTS»

V.G. Nesterenko, N.N. Sirotnin, A.A. Agulnik, Y.A. Ravikovitch

We consider the content of the curriculum of the professional cycle specialty "Aircraft engines and power plants" necessary to study the process of structural design of integrated power-plant (PP), which includes aircraft engine and power plant (PP), the input channel, nacelles, thrust reverse (if available), units and blocks of "tying" of the engine, and their connections with the systems of the aircraft (AC). Shows the need for enhanced training of students, reflecting the new challenges facing the domestic aviation industry on import substitution of foreign technology by domestic manufacturers of engines and aircraft, increasing their life and reliability, reduce the cost of their life cycle, etc. These tasks should be reflected in the content of curricula of disciplines professional cycle to be included in the curricula of the FGSYT third generation in the direction of preparation 160700 "aircraft engines" - qualification (degree) "bachelor" and the "master", To improve the quality of training of the design profession.

Key words: power-plant, airscoop, nacelle, revers, compressor, ventilator, turbine, nozzle, dry mass.

Нестеренко Валерий Григорьевич - канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Московского авиационного института (национального исследовательского университета)», Москва, Россия, e-mail: valerinesterenk@yandex.ru.

Сиротин Николай Николаевич - д-р техн. наук, проф., ведущий научный сотрудник НИЦЭРАТ, МО РФ, Люберцы, Московская обл., e-mail: asirotnin@yandex.ru.

Агульник Алексей Борисович - д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, декан ф-та «Московского авиационного института (национального исследовательского университета)», Москва, Россия, e-mail: agulnik@mai.ru.

Равикович Юрий Александрович - д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой «Московского авиационного института (национального исследовательского университета)», Москва, Россия, e-mail: urav2@yandex.ru.

УДК 65.011:629.7.01

С.М. СТЕПАНЕНКО, А.А. ТЕВС, В.Г. ХАРЧЕНКО

ГП "Ивченко-Прогресс", Запорожье, Украина

ОЦЕНКА РЕЗУЛЬТАТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ СИСТЕМ МЕНЕДЖМЕНТА КАЧЕСТВА ПРЕДПРИЯТИЙ РАЗРАБОТЧИКОВ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ

Рассмотрены теоретические основы понятия «результативность системы менеджмента качества». Обоснована актуальность детального изучения данной темы в связи с современными требованиями международных стандартов. Приведена методика оценки результативности процессов систем менеджмента качества (СМК), рекомендованная для применения на предприятиях разработчиках авиационной техники, учитывая процессный подход. Предложены количественные критерии, рекомендуемые для использования при оценке результативности процессов проектирования и разработки авиационных двигателей. Приведена градация оценки результативности процессов СМК.

Ключевые слова: критерии результативности, методика оценки результативности, результативность СМК, система менеджмента качества, процессный подход, стандарт.

Введение

Научно-методической основой обеспечения качества продукции предприятий-разработчиков авиационной техники являются технологии разработки, создания и обеспечения результативного функционирования на предприятиях современных СМК (систем менеджмента качества), соответствующих требованиям стандартов ИСО серии 9000.

Исходя из этого, можно сказать, что важнейшими направлениями в области совершенствования научно-методического обеспечения являются:

- формирование квалификационных требований в области менеджмента качества, обучение, повышение квалификации и аттестация руководителей всех уровней и специалистов, ответственных за обеспечение качества продукции;
- разработка методик анализа и оценки эффективности управления качеством, в том числе с использованием методов управления рисками;
- создание методических рекомендаций по разработке и реализации программы перестройки системы организации и управления предприятием, обеспечивающей производство конкурентоспособной продукции;
- совершенствование критериев и процедур подтверждения соответствия СМК требованиям международных стандартов ИСО серии 9000 и дополнительным требованиям к процессам обеспечения и контроля качества продукции.

Внедрение на предприятиях СМК позволяет повысить эффективность производства и снизить себестоимость производимой продукции, что при-

водит к повышению её конкурентоспособности на внутреннем и внешнем рынках.

Согласно ISO 9001:2009 «Системы менеджмента качества. Требования» [1] организация должна определять критерии и методы, необходимые для обеспечения результативности, как при осуществлении, так и при управлении процессами СМК.

Таким образом, в связи с современными требованиями международных стандартов ИСО серии 9000 относительно системы менеджмента качества, для соответствия сертификационным требованиям организации необходимо определить процессы системы менеджмента качества, а также разработать собственную методику оценки результативности этих процессов.

Согласно ДСТУ ISO 9000:2007 «Системы управления качеством. Основные положения и словарь терминов» [2], результативность – это степень реализации запланированных действий и достижения запланированных результатов. Другими словами, это цели, которые ставит перед собой сама организация и результаты, которые определяют достижение целей, выбранных данной организацией.

Так как не существует (и не может существовать) единой методики, организациям предлагается самим разработать алгоритмы оценки результативности СМК с учётом видов деятельности, выпускаемой продукции и бизнес-процессов.

Рекомендуется также применять процессный подход при оценке результативности СМК, так как преимуществом этого подхода является возможность задать процессу желаемый параметр и по завершении процесса осуществить контроль соответ-

ствия результата заданным параметрам

В данной статье приводится пример разработанной и апробированной на ГП «Ивченко-Прогресс» методики оценки результативности процессов СМК, учитывая процессный подход.

Основной материал

Оценке результативности в научно-исследовательском отделении ГП «Ивченко-Прогресс» согласно Матрице ответственности руководителей основных процессов СМК и руководителей процессов СМК предприятия подлежат следующие процессы:

- процесс конструирования и разработки (управление процедурой проектирования и разработки АД; управление проектом);
- процесс производства (управление производственным оборудованием, оснасткой и программами для станков с ЧПУ; работа с эксплуатантом);
- процесс управления метрологическим обеспечением (процесс калибровки);
- процесс измерения, анализа и совершенствования (управление несоответствующими деталями и сборочными единицами АД, утилизация).

Анализ предлагаемых различными исследователями методик к оценке результативности систем менеджмента качества позволили обобщить и сгруппировать их следующим образом:

- оценка результативности СМК проводится на основе степени достижения установленных числовых значений показателей целей в области качества и/или всей деятельности предприятия;
- оценка результативности СМК определяется на основе оценки результативности составляющих её процессов;
- оценка результативности СМК осуществляется на основе оценки функционирования выделенных объектов, включая процессы различной природы;
- оценка результативности СМК осуществляется на основе анализа работы структурных подразделений предприятия;
- оценка результативности СМК проводится на основе анализа выполнения пунктов стандарта, содержащего требования к её построению и оформлению;
- оценка результативности СМК определяется на основе анализа и оценки работ в определённых направлениях с последующей аддитивной сверкой полученных данных;
- в качестве оценки результативности СМК может выступать информация о результатах внутреннего аудита [3].

Для оценки результативности процессов СМК в научно-исследовательском отделении ГП «Ивчен-

ко-Прогресс» предлагается методика, согласно которой необходимо выполнять следующий порядок действий:

- 1) определить количественные критерии результативности процесса;
- 2) с помощью метода экспертных оценок определить весовой коэффициент каждого критерия, исходя из формулы (1):

$$\sum_{i=1}^n k_i = 1, \quad (1)$$

где n – количество критериев результативности j -го процесса;

k_i – весовой коэффициент i -го критерия процесса.

Причём если процесс имеет только один критерий результативности, то весовой коэффициент этого критерия равен единице.

Экспертное оценивание — процедура получения оценки проблемы на основе мнения специалистов (экспертов) с целью последующего принятия решения (выбора).

Для определения весового коэффициента каждого критерия в нашем случае могут использоваться различные формы проведения экспертизы:

- дискуссия;
- анкетирование;
- интервьюирование;
- «мозговой штурм»;
- совещание;
- деловая игра и др.

3) на основании фактических данных определить, насколько выполнены критерии результативности, т.е. насколько реализованы запланированные действия и достигнуты запланированные результаты (измеряется в %);

4) определить результативность всего процесса, применяя формулу (2):

$$R_j = \sum_{i=1}^n P_i \cdot k_i, \quad (2)$$

где R_j – результативность j -го процесса;

P_i – фактическое значение i -го критерия результативности, %.

5) сравнить значение полученной результативности с градацией.

6) при необходимости, предпринять корректирующие мероприятия с целью достижения максимальной результативности процесса.

При оценке результативности процессов проектирования и разработки авиационных двигателей предлагается использовать следующие количественные критерии:

1) выполнение плана НИОКР в установленные сроки – отношение пунктов плана, выпол-

ненных без срыва сроков, к запланированным пунктам;

2) наличие положительных результатов испытаний (характеризует качество проведенной разработки) – отношение количества проведенных испытаний с положительным результатом к общему количеству испытаний по утвержденной программе (если за отчетный период проведены испытания по нескольким НИОКР, то итоговое значение за отчетный период берется как среднее значение по всем проведенным испытаниям);

3) число сданной в архив КД (по отношению к усредненным плановым показателям);

4) число полученных заключений научно-исследовательских институтов, имеющих количество замечаний к проекту < 7%;

5) число непродланных временных извещений;

6) число просроченных карточек БПИ (бюро проверки исполнения);

7) число выпущенных матмоделей;

8) Количество изменений характеристик продукции, приведённых в ТТЗ (ТЗ), связанных с невозможностью реализации заданных требований (характеризует качество проведенной разработки) - оценивается отношением количества изменений характеристик продукции, приведённых в ТТЗ (ТЗ), связанных с невозможностью реализации заданных требований, к общему количеству проведенных за анализируемый период НИОКР;

9) Качество проведения авторского надзора за производством продукции – оценивается, если его проведение является установленным требованием, как качественная характеристика процесса, при оценке учитывается:

– своевременное назначение ответственных за проведение авторского надзора;

– выполнение (где применимо) всего комплекса работ, предусмотренных пунктом 7.3.8 ГОСТ РВ 15.002-2003;

– своевременное оформление результатов авторского надзора.

10) Своевременное обеспечение и корректировка документации для процессов:

– отношение количества выявленных случаев неуправляемых документов к общему количеству документов;

– отношение количества выявленных случаев срывов сроков разработки, издания и рассылки документов к общему количеству выпущенных документов.

При оценке результативности процессов рекомендуется принимать следующую градацию:

$R_j < 0,7$ – процесс характеризуется недостаточной результативностью. Цели и задачи были частично достигнуты, необходимо разработать корректирующие действия для выявления и устранения причин несоответствий, а так же проведение анализа с использованием статистических методов;

$0,7 < R_j < 0,9$ – достаточная результативность. Цели и задачи близки к достижению, необходимо проведение мероприятий для предупреждения появления несоответствий, а так же проведение анализа с использованием статистических методов;

$R_j > 0,9$ – высокая результативность. Поставленные цели и задачи практически достигнуты, либо выполнены в полной мере. Регулярное проведение статистических исследований необходимо для разработки мероприятий направленных на улучшение процесса. Возможно увеличение критериев результативности процесса, это позволит более масштабно взглянуть на процесс.

Заключение

Рассмотрено понятие результативности системы менеджмента качества. Обоснована актуальность детального изучения данной темы в связи с современными требованиями международных стандартов.

Приведена методика оценки результативности процессов СМК, рекомендованная для применения на предприятиях разработчиках авиационной техники, учитывая процессный подход.

Предложены количественные критерии, рекомендуемые для использования при оценке результативности процессов проектирования и разработки авиационных двигателей. Приведена градация оценки результативности процессов СМК.

Литература

1. Системи управління якістю. Вимоги : ДСТУ ISO 9001-2009 (ISO 9001:2000, IDT). – Чинний від 01.09.2009. – Держстандарт України, 2009. – 26 с.
2. Системи управління якістю. Основні положення та словник термінів: ДСТУ ISO 9000:2007 (ISO 9000:2005, IDT). – Чинний від 01.09.2008. – Держстандарт України, 2008. – 34 с.
3. Меркушова, Н.И. Анализ подходов к оценке результативности систем менеджмента качества в организациях [Текст] / Н.И. Меркушова // Проблемы современной экономики: материалы Междунар. заоч. науч. конф. (г. Челябинск, декабрь 2011 г.). – Челябинск: Два комсомольца, 2011. – С. 127-129.

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф., зав.кафедрой В.В. Погосов, Запорожский национальный технический университет, Запорожье.

ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТИВНОСТІ ПРОЦЕСІВ СИСТЕМ МЕНЕДЖМЕНТУ ЯКОСТІ ПІДПРИЄМСТВ РОЗРОБНИКІВ АВІАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ

С.М. Степаненко, А.О. Тевс, В.Г. Харченко

Розглянуті теоретичні основи поняття «результативність системи менеджменту якості». Обґрунтована актуальність детального вивчення даної теми у зв'язку з сучасними вимогами міжнародних стандартів. Приведена методика оцінки результативності процесів система менеджменту якості (СМЯ), рекомендована для застосування на підприємствах розробників авіаційної техніки, враховуючи процесний підхід. Запропоновані кількісні критерії, рекомендовані для використання при оцінці результативності процесів проектування і розробки авіаційних двигунів. Наведена градація оцінки результативності процесів СМЯ.

Ключові слова: критерії результативності, методика оцінки результативності, результативність СМЯ, система менеджменту якості.

ESTIMATION OF QUALITY MANAGEMENT SYSTEMS PROCESS EFFECTIVENESS OF COMPANIES INVOLVED IN DESIGN OF AVIATION PRODUCTS

S.M. Stepanenko, A.A. Tevs, V.G. Kharchenko

Under consideration are theories of the “quality management system effectiveness” concept. Actuality of a detailed study of this topic in connection with the current requirements of the International standards has been substantiated. The procedure of the quality management system (QMS) process effectiveness estimation recommended for application in the companies involved in design of aviation products has been described with taking into account a process approach. The quantity criteria have been proposed as recommended for use while estimating the project process effectiveness and aero engine designing. The QMS process effectiveness gradation has been described in this article.

Keywords: effectiveness criteria, procedure of effectiveness estimation, quality management system (QMS) effectiveness, quality management system, process approach, standard.

Степаненко Сергей Михайлович – канд. техн. наук, начальник отдела государственного предприятия «Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. акад. А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина, e-mail: 03531@ivchenko-progress.com.

Тевс Анастасия Александровна – инженер-конструктор государственного предприятия «Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. акад. А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина, e-mail: 03531@ivchenko-progress.com.

Харченко Виталий Григорьевич – заместитель начальника НИО, начальник КБ-1 государственного предприятия «Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. акад. А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина, e-mail: v.harchenko@ivchenko-progress.com.

УДК 656.7.084.17(08)

О.М. РЕВА¹, Б.М. МІРЗОЄВ², П.Ш. МУХТАРОВ³, Ш.Ш. НАСІРОВ²

¹ Кіровоградський національний технічний університет, Україна,

² Головний центр Єдиної системи управління повітряним рухом держпідприємства AZANS, Баку, Азербайджанська Республіка

³ Національна академія авіації, Баку, Азербайджанська Республіка,

РІВЕНЬ ДОМАГАНЬ АВІАДИСПЕТЧЕРІВ НА ПОКАЗНИКАХ РОБОЧОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Враховуючи позитивну світову тенденцію збільшення авіаційних перевезень та суттєвий вплив авіадиспетчерів на безпеку польотів, запропоновано встановлювати їх робоче навантаження при обслуговуванні повітряного руху шляхом виявлення ставлення до цього навантаження через відповідний рівень домагань. Розроблена і реалізована технологія побудови оціночної функції корисності-безпеки кількості повітряних суден, що одночасно знаходяться на управлінні у авіадиспетчера, здійснений аналіз її характерних точок і порівняння з показниками основної домінанти прийняття рішень в умовах ризику. Поданий новий підхід до реального кількісного розв'язання так званого «трикутника ризику» ІКАО.

Ключові слова: безпека польотів при обслуговуванні повітряного руху, людський чинник, авіадиспетчер, робоче навантаження, кількість літаків на управлінні, рівень домагань на показниках діяльності, трикутник ризику

Постановка проблеми

Не зважаючи на світову економічну кризу, ІКАО впевнено прогнозує позитивне зрушення динаміки авіаційних перевезень [1], вимагаючи одночасно глобального забезпечення безпеки польотів (БП) [2].

При цьому з самих різноманітних причин (свята, сезон відпусток, престижні спортивні змагання і т. ін.) традиційно відбуваються стрибки збільшення попиту на послуги цивільної авіації.

Наведене висуває додаткові вимоги до надійності професійної діяльності авіадиспетчерів (А/Д), оскільки перманентна модернізація радіотехнічних засобів (РТЗ) управління повітряним рухом (УПР) не менш «традиційно» відстає від збільшення навантаження на цю категорію авіаційних операторів (АО). Саме тому з вищезазначених причин спостерігається гранична завантаженість диспетчера УПР, тобто така його професійна зайнятість, при якій виникають ризики невиконання в повному обсязі технологічних операцій з обслуговування повітряного руху (ОПР), що встановлені робочою інструкцією [3]. Ось чому задля забезпечення належного рівня БП вимагається, щоби «об'єми руху і відповідне робоче навантаження на диспетчерів не перевищували встановлених рівнів безпеки польотів і, коли це необхідно, застосовувалися правила регулювання об'єму руху» [4].

Тому відразу ж виникає питання щодо необхід-

ності науково-обґрунтованого виявлення і «відповідного робочого навантаження», і «встановлених рівнів безпеки польотів».

Не менш актуальною є проблема врахування при організації потоків повітряних суден (ПС) і розрахунку робочого навантаження А/Д так званого «принципу активного оператора» [5, 6], який повинен базуватися на законі «Йеркеса-Додсона» (рис. 1) [7-11]. Адже дійсно, відповідно до цього принципу при визначенні ролі АО (пілота, А/Д) в ергатичній системі «пілот (екіпаж) – ПС – орган ОПР» дуже важливо, щоб оператор не був тільки додатком машини. Це викликано тим, що при пасивній позиції перехід АО до активних дій вимагає значної витрати сил, однак ефективність його професійної діяльності може виявитися невисокою.

При активній позиції АО ефективність діяльності досягає більш високого рівня, а його психофізіологічні витрати виявляються меншими.

Отже, урахування принципу активного оператора направлено на компенсацію (зменшення) часу необхідного А/Д на вироблення і прийняття рішення (ПР) щодо УПР. Особливо це важливо під час виникнення нестандартної чи аварійної ситуації.

Спираючись на [12], зазначимо актуальність урахування мотиваційних чинників в організації робочого навантаження А/Д через показники «захоплення» працею і професійного «вигорання» (рис. 2).



Рис. 1. Закон Йеркеса-Додсона, що визначає взаємозв'язок між працездатністю і збудженням

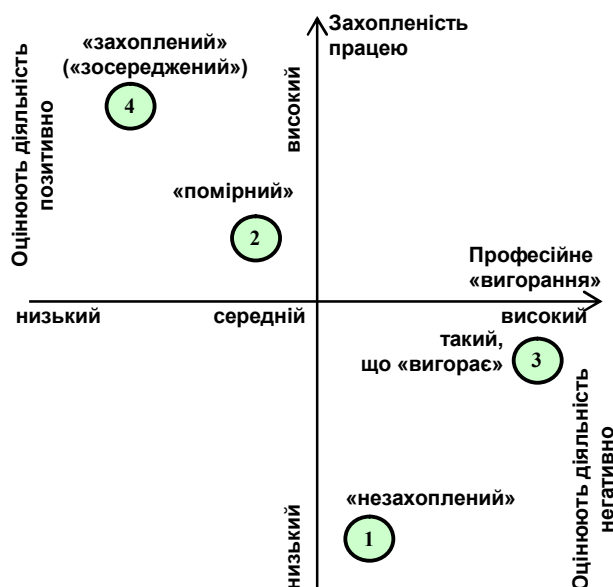


Рис. 2. Гіпотетичне подання типів сполучень показників захопленості працею авіадиспетчерів і їх професійного вигорання

А/Д «зосередженого (захопленого)» типу є благополучною групою і відносно власного самопочуття, і відносно ефективності УПР. А/Д «помірного» типу теж слід віднести до «благополучної» групи, оскільки вони, маючи певний досвід ОПР, продовжують отримувати задоволення від праці, повні енергії і планів на майбутнє. Проте у А/Д цього типу у складних ситуаціях можуть проявлятися певні ознаки виснаження.

А/Д «незосередженого (незахопленого)» типу властивий увесь спектр характеристик ригідності (когнитивної, мотиваційної, афектної). А/Д «вигораючого» типу задля запобігання накопичення напруги надалі важливо навчитися навикам релаксації і відновлення сил. Середній рівень їх «захопленості» працею свідчить про наявність інтересу до діяльності, який можна розвивати за допомогою роботи з установками підвищення комунікативної компетентності (через низьку екстраверсію).

Оскільки, з одного боку, професійна діяльність АО може розглядатися як безперервний ланцюг рішень, що виробляються і реалізуються в явних і неявних формах та в умовах впливу чинників самої різноманітної природи [13], а, з іншого боку, здатність тренажерної підготовки (ТП) підвищити надійність процесу ПР на 40 % [6], усі пропозиції щодо робочого навантаження А/Д мають перевірятися саме на диспетчерських тренажерах.

1. Аналіз досліджень і публікацій

ІКАО, ЄВРОКОНТРОЛЬ приділяють суттєву увагу питанням розробки робочого навантаження А/Д [4, 14, 15]. Опрацювання відповідних документів в держпідприємстві «Укрерорух» призвело до розробки таких рекомендацій [3].

Насамперед розкривається вводиться *пропускної спроможності* – тобто здатності системи ОПР (та/або її окремих елементів) надавати обслуговування повітряним суднам (ПС) у нормальному режимі роботи. Визначається в кількості ПС, які знаходяться під контролем А/Д у визначеній частині повітряного простору у відповідний період часу.

Оцінка пропускної спроможності сектора ОПР здійснюється, спираючись на коефіцієнт гранично-допустимої завантаженості А/Д ($K_{A/D}$) при якій виникають ризики невиконання в повному обсязі технологічних операцій при наданні районного диспетчерського обслуговування або диспетчерського обслуговування підходу:

$$K_{A/D} = \frac{T_{OПР}}{T_{заг}}, \quad (1)$$

де $T_{OПР}$ – сумарний час, необхідний для виконання технологічних операцій з ОПР у відповідному секторі ОПР;

$T_{заг}$ – загальний час роботи А/Д, впродовж якого здійснюється визначення пропускної спроможності сектора ОПР.

Вимагається, щоби час зайнятості А/Д, який витрачається на технологічні операції, повинен піддаватися хронометражу, і вводиться обмеження:

$$K_{A/D} \leq 0,7 / \text{год}. \quad (2)$$

Відношення між $K_{A/D}$ та його основними складовими встановлюється так:

$$\left. \begin{aligned} K_{A/D} &= K_0 + K_{KC} + K_{HK} \\ K_0, K_{KC}, K_{HK} &= f(\lambda) \\ N &= \frac{\bar{T}}{T_{заг}} \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

де K_0 визначається відношенням часу, який витрачається у середньому для здійснення техно-

логічних операцій при відсутності конфліктних ситуацій (КС), до загального часу роботи диспетчера УПР, на часовому інтервалі якого здійснюється визначення пропускної спроможності сектора ОПР:

$$K_0 = \frac{\sum T_{\text{без КС}}}{T_{\text{заг}}}, \quad (4)$$

де $\sum T_{\text{без КС}}$ – сума часу, який витрачається А/Д на технологічні операції при відсутності КС в часовому інтервалі, на якому, здійснюється оцінювання пропускної спроможності сектора ОПР;

$K_{\text{КС}}$ – визначається відношенням часу, який витрачається А/Д у середньому на технологічні операції у відповідному секторі ОПР для вирішення КС, до загального часу роботи диспетчера УПР, на часовому інтервалі якого здійснюється визначення пропускної спроможності сектора ОПР:

$$K_{\text{КС}} = \frac{\sum T_{\text{КС}}}{T_{\text{заг}}}, \quad (5)$$

де $\sum T_{\text{КС}}$ – сума часу, який витрачається А/Д на технологічні операції, пов'язані з вирішенням КС у визначений час, в інтервалі якого здійснюється визначення пропускної спроможності сектора ОПР;

$K_{\text{НК}}$ – визначається відношенням часу, який витрачається А/Д у середньому в конкретному секторі ОПР при здійсненні взаємодії з суміжними органами ОПР, роботі із стріпами (графіком), роботі з плановою системою, інші пультові операції тощо, до загального часу роботи диспетчера УПР, на часовому інтервалі якого здійснюється визначення пропускної спроможності сектора ОПР:

$$K_{\text{НК}} = \frac{\sum T_{\text{НК}}}{T_{\text{заг}}}, \quad (6)$$

де $\sum T_{\text{НК}}$ – сума часу, який витрачається А/Д на технологічні операції при здійсненні взаємодії з суміжними органами ОПР по усім ПС, роботі зі стріпами (графіком), роботі з плановою системою тощо, до загального часу роботи А/Д на часовому інтервалі якого здійснюється оцінювання пропускної спроможності сектора ОПР. При роботі на секторі ОПР одночасно двох диспетчерів УПР та виконанні на робочому місці планувальника зазначених функцій, цей коефіцієнт не береться до уваги при розрахунку $K_{\text{А/Д}}$ диспетчера УПР та відповідно до пропускної спроможності сектора ОПР;

λ – кількість ПС, яким надається диспетчерське ОПР за загальний час роботи диспетчера УПР на часовому інтервалі якого здійснюється визначення пропускної спроможності сектора ОПР;

N – кількість ПС, яким одночасно надається

диспетчерське ОПР у відповідному секторі ОПР;

$\bar{T}$ – середній час перебування ПС у секторі ОПР, якій розраховується на підставі статистичних даних за період не менш одного місяця.

Вищенаведені формули дозволяють визначити допустимі характеристики потоку ПС – кількість ПС, яким надається диспетчерське ОПР (λ) і кількість ПС (N), яким надається диспетчерське ОПР в цьому секторі ОПР одночасно. Однак, при цьому не визначається ставлення А/Д до відповідного робочого навантаження. З іншого боку, вважається, що А/Д діє як ідеальний оператор, тому нібито не припускається помилок.

Розглядаючи кількість ПС, які можуть одночасно знаходитися на управлінні в А/Д, слід враховувати його психофізіологічну здатність щодо запам'ятовування та розрізнення певної кількості об'єктів, адже відомо:

- «магічне число» Міллера (7 ± 2), яке визначає об'єм оперативної пам'яті людини [16-18];
- з психологічної теорії розпізнавання образів витікає, що досвідчений АО може одночасно ефективно розрізняти і запам'ятовувати 11 об'єктів [19];
- «коефіцієнт неефективності» С.Н. Паркінсона ($k=19-22$) визначає предельну кількість керованих об'єктів [20].

В той же час робоче навантаження, сумірне з «коефіцієнтом неефективності», на жаль, – звичайна практика ОПР, яка сприяє професійному виснаженню А/Д і може бути джерелом потенційно активних помилок в їх професійній діяльності.

Шукані «встановлені рівні безпеки польотів» виявляються з аналізу так званого «трикутника ризику» ІКАО (рис. 3) [21].

Ввівши дві лінгвістичні змінні («категорія ризику» та «небезпека події»), які згідно [22-26] можуть бути уявлені як відповідні терм-множини [27] та розглядаючи різні сполучення термів, що утворюють ці змінні, ІКАО запропонувала методику розв'язання «трикутника ризиків» [21].

Однак, при цьому якісні (лінгвістичні) оцінки порівнюються з якісними ж, що не дає можливості встановити кількісні міри досліджуваних рівнів ризику на множині показників та характеристик професійної діяльності АО. При цьому зауважимо, що наведені недоліки усуваються, якщо рівням ризику, що визначені на рис. 3, поставити у відповідність кількісні оцінки характерних точок функцій корисності (ФК) тих самих показників та характеристик професійної діяльності АО. Такого роду пілотні дослідження вже були проведені під керівництвом одного зі співавторів, проф. О.М. Реви, в авіаційній галузі та дидактиці [28 – 32].

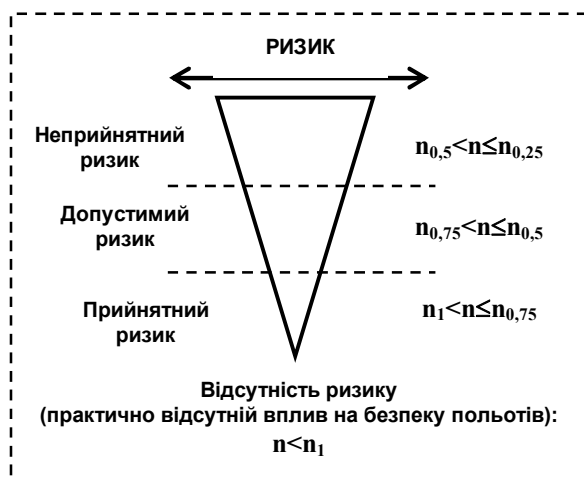


Рис. 3. «Трикутник ризиків» ІКАО

2. Постановка завдання досліджень

Отже, з проведених аналітичних досліджень виявлена актуальність забезпечення БП шляхом встановлення науково-обґрунтованого робочого навантаження А/Д, спираючись не тільки на формально-обчислювальні методи, але ж і на ставлення до його обсягу. З аналізу наукових праць [13, 17, 32-34] витікає можливість застосування для цього показника рівня домагань (РД) на кількості ПС, що можуть одночасно перебувати на управлінні в А/Д. При цьому під РД будемо розуміти ступінь реалізації мети (робоче навантаження), яке відповідає максимальному приросту корисності (задоволеності) в уяві А/Д як людини, яка ПР (ЛПР) з точки зору забезпечення належного рівня БП при ОПР.

Таким чином, **метою** досліджень є виявлення РД А/Д на показниках робочого навантаження – кількості ПС, що одночасно знаходяться на керуванні, а також кількісне розв'язання «трикутника ризиків».

2. Встановлення рівня домагань авіадиспетчерів на показниках робочого навантаження

Поняття РД точніше можна визначити в термінах теорії корисності [35]. А саме, в загальному випадку РД дорівнює тому значенню на шкалі об'єктивних успіхів y , для якого приріст корисності Δf^{θ_c} в порівнянні з попереднім значенням, є найбільшим. І якщо y^* є відносно постійним, і якщо $y_1, y_2, \dots, y_n$ значення, визначені на шкалі досягнень, то $y^* = y$ тоді і тільки тоді, коли

$$\Delta f^{\theta_c} = f^{\theta_c}(y_r) - f^{\theta_c}(y_{r-1}) > f^{\theta_c}(y_i) - f^{\theta_c}(y_{i-1}), \quad i = 2, \overline{(r-1)} \quad (7)$$

або коли

$$\Delta f^{\theta_c} = f^{\theta_c}(y_r) - f^{\theta_c}(y_{r-1}) = \max, \quad f^{\theta_c}(y_r) > 0. \quad (8)$$

Якщо ФК можна математично описати деякою аналітичною функцією $f^{\theta_c}(y)$ таким чином, щоб вона мала першу похідну, то в загальному випадку РД можна визначити, дорівнявши цю функцію до 0 та розв'язавши відповідне рівняння

$$f^{\theta_c}(y_r)' = 0. \quad (9)$$

1. Нехай сформоване деяке альтернативне рішення y_s , корисність якого нижче за корисність РД:

$$f^{\theta_c}(y_s) < f^{\theta_c}(y^*). \quad (10)$$

Кажуть, що в такій ситуації між y_s і y^* має місце **напруженість домагання (НД)**, яке тим сильніше, чим більше різниця між привабливістю (корисністю) для ЛПР РД і привабливістю альтернативного рішення [17]. Слід вказати, що при наявності НД, як правило, відкидається альтернативне рішення, оскільки воно не приносить особистого задоволення. В той же час вона є *мотивом*, що спонукує А/Д-ЛПР до подальшого пошуку таких альтернативних рішень, які б змогли б зняти існуючу НД.

Однак, навіть коли виконується вираз (10), альтернативне рішення відкидається не завжди. Я. Корнаї (J. Kornai) стверджує, що людина може наслідувати і інші правила поведінки. З одного боку, вона може внести *поправки* в РД, що ведуть до його пониження. В результаті знімається НД і альтернативне рішення визначається хорошим рішенням. Ця поправка може мати місце якщо, не дивлячись на тривалі пошуки, людина не може знайти більш прийняттого альтернативного рішення. З іншого боку, деякі люди виявляють відому «терпимість» до існуючого напруження домагання, і якщо відмінність між y_s і y^* досить мала, то ПР y_s . «Звичайно, цей варіант трохи гірший того, до якого ми прагнули, - як би кажуть вони, - але все-таки це досить непогане розв'язання проблеми». Тут проявляється відома гнучкість поведінки ЛПР [17].

2. Якщо сформульоване альтернативне рішення y_r , яке має корисність, не меншу РД, тобто якщо виконується умова

$$f^{\theta_c}(y_s) \geq f^{\theta_c}(y^*), \quad (11)$$

воно приймається як задовільне. Оскільки в цій ситуації НД, яка б була мотиваційним фактором, не виникає, процес подальших пошуків переривається, і робота над задачею закінчується. Таким чином, РД є основним фактором, що регулює поведінку при вирішенні відкритої задачі прийняття рішень (ЗПР).

Визначення РД в термінах теорії корисності досить точне. ЛПР має однозначно визначений певний РД y^* , який є елементом системи пріоритетів і обов'язково повинен розглядатися при аналізі множини висунених нею рішень (стратегій А і наслідків У). При цьому альтернативне рішення розуміється тут досить широко: їм може бути як детермінована, так і ризикована дія.

Отже, РД є елементом множини рішень, що виконує особливу роль. Насамперед, потрібно відмітити дві його функції. З одного боку, y^* виступає як критерій вибору, згідно з яким приймається те або інше рішення. Іншими словами, він виконує функцію стандарту, на який орієнтується ЛПР. З іншого боку, він є мотиваційним чинником, що стимулює процес пошуку альтернативних рішень. Тут необхідно звернути особливу увагу на його критеріальну функцію.

Враховуючи, що встановлення РД, спираючись на оціночну ФК, що будується за об'єктивним числом точок [25, 36, 37], має певні недоліки [13], розглянемо процедуру його визначення, використовуючи такий розповсюджений в психології особистості метод, коли, бажаючи визначити y^* (або $f^{\theta_c}(y^*)$), часто запитують у ЛПР, якого значення на шкалі досягнень вона прагне досягнути в даній ситуації.

До досліджень було залучено 165 професійних А/Д, які навчалися без відриву від виробництва в Кіровоградській льотній академії Національного авіаційного університету. При побудованні ФК кількості ПС, що одночасно знаходяться на управлінні, їм пропонувалось користуватися шкалою $[-100, +100]$. Парадигму одержаних при цьому ФК подано на рис. 4, де $n_{opt.} = n_1$ – це оптимальна кількість ПС, які можуть одночасно знаходитись у А/Д на керуванні.

А/Д вибирає $n_{opt.}$ індивідуально, спираючись на відомий закон Йеркеса-Додсона (рис. 1) та оцінку особистого рівня розвитку професійних навичок. Вважається, що при робочому навантаженні, рівному $n_{opt.}$, А/Д забезпечує потрібний рівень БП та має певний психофізіологічний резерв. Таке навантаження має викликати в нього абсолютно позитивні емоції та задоволеність роботою, тому приймається, що

$$f^{\theta_c}(n_{opt.}) = f^{\theta_c}(n_1) = +100.$$

З ростом робочого навантаження психофізіологічний резерв вичерпується, робочі обставини стають все більше дискомфортними, корисність ПС зменшується. При досягненні числа N А/Д вважає, що його участь в УПР за суттю є номінальною, необхідний рівень БП не забезпечується, наявна стре-

сова ситуація. Таке навантаження викликає у А/Д абсолютно негативні емоції та абсолютну невдоволеність роботою. І корисність такого навантаження позначається

$$f^{\theta_c}(N) = f^{\theta_c}(n_0) = -100.$$

Використовуючи вирази (7) та (8) щодо аналізу ФК (рис. 4), виявлялись величини:

n^* – РД;

n_0 – точка переходу позитивних емоцій (позитивної задоволеності кількістю ПС, що одночасно знаходяться на управлінні) в негативні;

n_- – точка, що визначає скачок негативних емоцій.

Розглянемо одержані результати. Виявилось, що для всіх вказаних характерних точок розподілення даних незалежно від психологічних домінант А/Д, які були визначені заздалегідь [13], має позитивну асиметрію. Це свідчить про зниження А/Д величини $n_{opt.}$ та про фактичне підтвердження ними одержати більше навантаження в процесі професійної діяльності. Дана теза підтверджується співвідношенням виявленого РД n^* та величиною оптимального навантаження $n_{opt.}$ (табл. 1). Як витікає з табл. 1, РД значно (на 60-100%) перевищує $n_{opt.}$.

Одержані значення n^* доцільно використовувати при проведенні ТП А/Д, моделюючи ним відповідне робоче навантаження. При цьому відмітимо, що НД виникає при навантаженні, що еквівалентно за корисністю, величині $n_{0.5}$ незалежно від ставлення респондентів до ризику. Використовуючи статистичні процедури [25, 37 – 39], було порівняно РД різних щодо ставлення до ризику А/Д з характерними п'ятьма точками ФК. Отже, різниця між двома математичними очікуваннями $\bar{n}_i$ та $\bar{n}_j$ вважається значущою, якщо виконується умова

$$|\bar{n}_i - \bar{n}_j| \geq t_{1-\alpha} \sqrt{D(n) \left(\frac{1}{N_1} + \frac{1}{N_2} \right)}, \quad (12)$$

де $t_{1-\alpha}$ – випадкова змінна, що підкоряється розподіленню Стюдента з $f=N_1 + N_2$ ступенями свободи;

α – рівень значущості;

N_1, N_2 – кількість А/Д, за результатами опитування яких обчислені параметри $\bar{n}_i$ та $\bar{n}_j$;

$N_1 = N_2 = 165$;

$D(n)$ – середньозважена дисперсія, яка визначається за виразом

$$D(n) = \frac{(N_1 - 1)D(n_1) + (N_2 - 1)D(n_2)}{N_1 + N_2 - 2}. \quad (13)$$

Виявилось: на рівні значущості $\alpha = 0,05$ рівень домагань $n_{сх.}^*$ схильних до ризику А/Д еквівалентний за корисністю навантаженню з корисністю 0,5

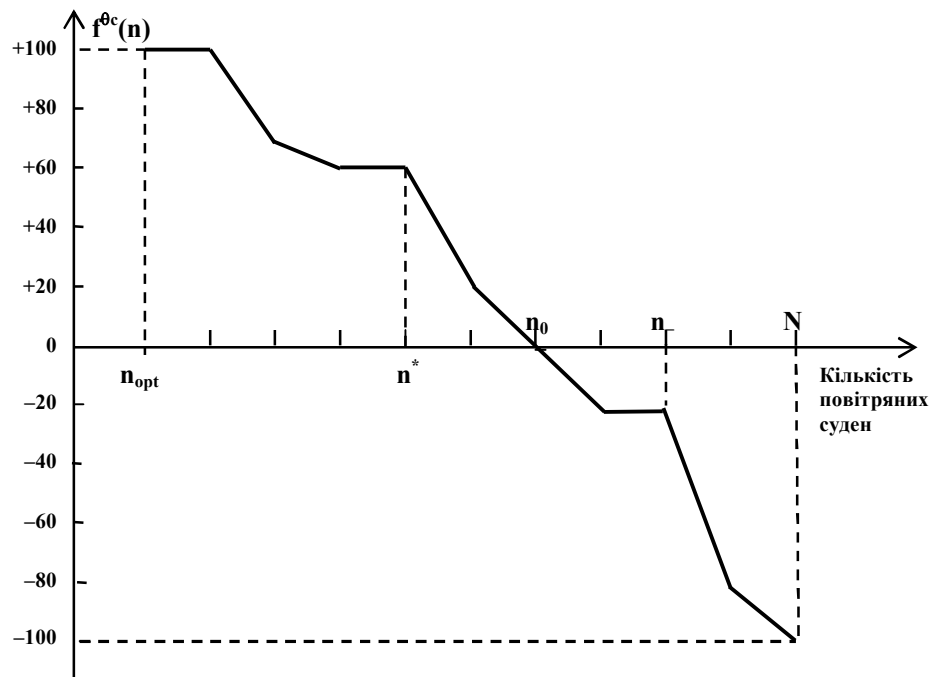


Рис. 4. Парадигма функції корисності кількості літаків, які є одночасно на керуванні у авіадиспетчера

Таблиця 1

“Напруження домагань” авіадиспетчера при оцінці корисності кількості літаків, якими він керує

Ставлення до ризику	Значення характерних точок функцій корисності	Рівень домагань	Напруження домагань		$\frac{n^*}{n_{opt}}$
			абсолютне	відносне	
1	2	3	4	5	6
Схильний	$n_{opt} = n_{1,00} = 6,6$	10,8	4,2	0,39	1,6
	$n_{0,75} = 8,8$		2,0	0,19	
	$n_{0,50} = 11,2$		-0,4	-0,03	
	$n_{0,25} = 14,7$		-3,9	-0,36	
	$N = n_0 = 20,1$		-9,3	-0,86	
Несхильний	$n_{opt} = n_{1,00} = 5,7$	11,4	5,7	0,50	2,0
	$n_{0,75} = 9,9$		1,5	0,13	
	$n_{0,50} = 13,7$		-2,3	-0,20	
	$n_{0,25} = 16$		-4,6	-0,40	
	$N = n_0 = 17,7$		-6,3	-0,55	
Байдужий	$n_{opt} = n_{1,00} = 5,3$	8,6	3,3	0,38	1,6
	$n_{0,75} = 7,5$		1,1	0,13	
	$n_{0,50} = 9,7$		-1,1	-0,13	
	$n_{0,25} = 11,8$		-3,2	-0,37	
	$N = n_0 = 14,3$		-5,7	-0,66	

ПРИМІТКА: результати, що подані в графах 1, 2 таблиці, отримані при виявленні основної домінантної діяльності авіадиспетчера в умовах ризику шляхом аналізу оціночної функції корисності, що будується за обмеженим числом точок.

$$n_{сх.}^* = n_{0,5 сх.} \quad (14)$$

Для несхильних до ризику А/Д РД $n_{несх.}^*$ близький до навантаження, що має корисність 0,75

$$n_{несх.}^* = n_{0,75 несх.} \quad (15)$$

Байдужі до ризику А/Д мають РД $n_{байд.}^*$, який займає проміжне значення між навантаженням, що має корисність 0,5 та 0,75:

$$n_{0,75 байд.} \leq n_{байд.}^* \leq n_{0,5 байд.} \quad (16)$$

Статистичні оцінки величин, що характеризують відповідно з рис. 4 зміну задоволеності А/Д робочим навантаженням, подані у табл. 2.

Виявлено, що робоче навантаження, яке характеризує перехід позитивних емоцій до негативних, статистично не відрізняється від величини навантаження, перевищення якої викликає стрибок негативних емоцій. При цьому їх порівняння з характерними п'ятьма точками ФК (табл. 1) показує таке:

– для схильних до ризику А/Д

$$\left(n_{\text{сх.}}^0 \approx n_{\text{сх.}}^-\right) \approx n_{0,25\text{сх.}}; \quad (17)$$

– для неохильних до ризику авіадиспетчерів

$$\left(n_{\text{несх.}}^0 \approx n_{\text{несх.}}^-\right) \approx n_{0,5\text{несх.}}; \quad (18)$$

– для байдужих до ризику А/Д

$$n_{0,5\text{байд.}} \leq \left(n_{\text{байд.}}^0 \approx n_{\text{байд.}}^-\right) \leq n_{0,25\text{байд.}} \quad (19)$$

Таблиця 2

Статистичні оцінки величин n_0 та n_-

Ставлення до ризику	n_0		n_-	
	$\bar{n}_0$	D_{n_0}	$\bar{n}_-$	D_{n_-}
Схильність	14,3	19,79	15,6	25,97
Несхильність	13,3	13,31	14,7	16,69
Байдужість	10,7	27,18	11,2	24,54

Таким чином, проведені дослідження дозволили виявити РД А/Д та встановити його вплив на їх робоче навантаження. Отримані величини РД необхідно використовувати для моделювання реальної повітряної обстановки під час ТП А/Д.

Результати досліджень з побудови оціночних ФК робочого навантаження А/Д та аналіз їх характеристик дозволяє запропонувати таку процедуру кількісного розв'язання «трикутника ризиків» ІКАО, що подана у правій частині рис. 3. отримані таким чином показники робочого навантаження подані у табл. 3.

Таблиця 3

Розв'язання «трикутника ризиків» ІКАО

Ставлення до ризику	Рівень ризику робочого навантаження, n		
	неприйнятний	допустимий	прийнятний
Схильний	$11,2 < n \leq 14,7$	$8,8 < n \leq 11,2$	$6,6 < n \leq 8,8$
Несхильний	$13,7 < n \leq 16$	$9,9 < n \leq 13,7$	$5,7 < n \leq 9,9$
Байдужий	$9,7 < n \leq 11,8$	$7,5 < n \leq 9,7$	$5,3 < n \leq 7,5$

Отримані результати мають бути враховані в особистісно-орієнтованих програмах ТП А/Д задля обґрунтованого формування їх стресостійкості.

Висновки

Узагальнюючи отримані і подані у цій статті нові наукові результати досліджень ставлення А/Д до робочого навантаження, виділимо такі найбільш суттєві положення:

1. Відповідно до закону Йеркеса-Додсона досліджено РД n^* А/Д для задачі оцінки корисності ПС, якій є елементом множини рішень, що виконує особливу роль та має дві функції. З одного боку, n^* виступає як критерій вибору, згідно якому приймається те чи інше рішення, тобто виконує функцію

стандарту, на який орієнтується А/Д, як ЛПР. З іншого боку, n^* є мотиваційним фактором, який стимулює процес пошуку альтернативних рішень.

2. Досліджено співвідношення між характерними точками оціночних ФК, що будуються для встановлення основної домінанти ПР А/Д в умовах ризику та для встановлення їх РД. Виявлено, що РД схильних до ризику А/Д, еквівалентний робочому навантаженню, що відповідає детермінованому еквіваленту лотереї з корисністю 0,5. РД неохильних до ризику А/Д, еквівалентний навантаженню, що відповідає детермінованому еквіваленту лотереї з корисністю 0,75. РД байдужих до ризику А/Д, еквівалентний навантаженню, що має проміжне значення між детермінованими еквівалентами лотерей з корисністю 0,75 та 0,5.

3. Встановлено, що напруженість домагань виникає при такому робочому навантаженні А/Д, котре дорівнює детермінованому еквіваленту лотереї з корисністю 0,5 незалежно від ставлення А/Д до ризику.

4. Розв'язаний «трикутник ризиків» ІКАО, що дає можливість кількісно оцінювати ризики робочого навантаження А/Д.

4. Запропоновано отримані величини РД використовувати для моделювання реальної повітряної обстановки під час тренувань А/Д на тренажері, що має сприяти формуванню їх стресостійкості.

5. Подальші дослідження слід проводити в напрямі реалізації розроблених рекомендацій під час моделювання інших показників та умов професійної діяльності А/Д.

Література

1. Прогноз развития воздушного транспорта до 2025 года [Текст]. – Cir. ICAO 313 – AT / 134. – Монреаль: Канада, 2007.
2. Глобальный план обеспечения безопасности полетов [Текст]. – Монреаль: Канада, 2007.
3. Пропускна спроможність сектора ОПР РДЦ (ДОР) [Текст]: зб. документ. Затв. наказом Генерального директора ДП ОПР України «Укрэв-рорух» 5 липня 2010 р. № 185.
4. Организация воздушного движения: Правила аэронавигационного обслуживания [Текст]. – Doc. ICAO 4444 – ATM / 501. – Изд. пятнадцатое. – Монреаль: Канада, 2007.
5. Завалова, Н.Д. Принцип активного оператора в инженерной психологии [Текст] / Н.Д. Завалова, В.А. Пономаренко, Б.Ф. Ломов // Инженерная психология. – М. : Наука, 1977. – С. 119 – 133.
6. Павлова, С.В. Аналіз людського фактора при керуванні сучасним повітряним кораблем

[Текст] / С.В. Павлова, Л.В. Благая // Вісник НАУ. – 2012. – № 4. – С. 20 – 25.

7. Yerkes, R.M. The relation of strength of stimulus to rapidity of habit formation [Text] / R.M. Yerkes, J.D. Dodson // *Journal of Comparative Neurology and Psychology*. – 1908. – № 18. – P. 458 – 482.

8. Зигель, А. Моделирование группового поведения в системе “человек - машина” [Текст]: пер. с англ. / А. Зигель, Дж. Вольф. – М.: Мир, 1973. – 261 с.

9. Шибанов, Г.П. Количественная оценка деятельности человека в системах “человек-техника” [Текст] / Г.П. Шибанов. – М.: Машиностроение, 1983. – 263 с.

10. Эргономика. Человеческий фактор [Текст]: сб. материалов № 6. – Циркуляр ИКАО 238 – AN / 143. – Монреаль: Канада, 1992. – 46 с.

11. Ломов, Б.Ф. Справочник по инженерной психологии [Текст] / под ред. Б.Ф. Ломова. – М.: Машиностроение, 1982. – 368 с.

12. Стресс, выгорание, совладание в современном контексте [Текст] / под ред. А.Л. Журавлева, Е.А. Сергиенко. – М.: Изд-во ИП РАН, 2011. – 512 с.

13. Рева, А.Н. Человеческий фактор и безопасность полетов: Проактивное исследование влияния [Текст]: моногр. / А.Н. Рева, К.М. Тумышев, А.А. Бекмухамбетов; науч. ред. А.Н. Рева, К.М. Тумышев. – Алматы, 2006. – 242 с.

14. Руководство по планированию обслуживания воздушного движения [Текст]. – Doc. ICAO 9426 – AN / 924. – Изд. первое. – Монреаль: Канада, 1984.

15. Guidelines on Runway Capacity Enhancement [Text]. – European Air Traffic Management Programme, 13 February 2002. – 104 p.

16. Miller, G. The magical number seven, plus or minus two: some limits on or capacity for processing information [Text] / G. Miller // *Psychological Review*, 1956. – N 63. – P. 81-97.

17. Козелецкий, Ю. Психологическая теория решений [Текст]: пер. с польск. / Ю. Козелецкий; под ред. Б.В. Бирюкова. – М.: Прогресс, 1979. – 504 с.

18. Герасимов, Б.М. Організаційна ергономіка: Методи та алгоритми досліджень і проектування [Текст]: моногр. / Б.М. Герасимов, В.В. Камишин. – К.: Інформаційні системи, 2009. – 212 с.

19. Психология труда [Текст]: пер. со словац. / Петер Крбатя, Й. Мюллер и др.; общ. ред. и предисл. К.К. Платонова. – М.: Профиздат, 1979. – 216 с.

20. Паркинсон, С.Н. Законы Паркинсона [Текст]: пер. с англ. / С.Н. Паркинсон. – М.: Прогресс, 1989. – 448 с.

21. Контроль факторов угрозы и ошибок (KVO) при управлении воздушным движением [Текст]. – Cir. ICAO 314 – AN / 178. – Монреаль:

Канада, 2008.

22. Заде, Л. Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближенных решений [Текст] / Л. Заде; под ред. Н. Н. Моисеева, С. А. Орловского. – М.: Мир, 1976. – 165 с.

23. Кофман, А. Введение в теорию нечетких множеств [Текст]: пер. с франц. / А. Кофман; под ред. С.И. Травкина. – М.: Радио и связь, 1982. – 432 с.

24. Шапиро, Д.И. Принятие решений в системах организационного управления: Использование расплывчатых категорий [Текст] / Д.И. Шапиро. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 184 с.

25. Надежность и эффективность в технике [Текст]: справ. в 10 т. Т.3: Эффективность технических систем / под общ. ред В.Ф. Уткина, Ю.В. Крючкова. – М.: Машиностроение, 1988. – 328 с.

26. Нечіткі моделі ергономічної кваліметрії точності пілотування [Текст]: моногр. / О.М. Рева, В.В. Камишин, В.А. Шульгін, С.В. Недбай; за ред. О.М. Реви. – Рівне: Овід, 2010. – 106 с.

27. Чинченко, Ю.В. Оцінювання загроз та ризиків на робочих місцях авіадиспетчерів за допомогою нечітких множин [Текст] / Ю.В. Чинченко // Вісник НАУ. – 2011. – №2. – С. 44-49.

28. Фоменко, Ю.М. Трикутник ризику в системному аналізі професійної діяльності авіадиспетчерів [Текст] / Ю.М. Фоменко // Проблеми інформатизації та управління: зб. наук. пр. КНАУ. – Вып 3. – К.: 2006. – С. 147-151.

29. Рева, О.М. Проактивне оцінювання ставлення льотного персоналу до ризику та безпечної діяльності [Текст] / О.М. Рева // Вісник НАУ. – 2007. – № 2. – С. 36-42.

30. Проактивне управління ризиками за людським фактором в цивільній авіації [Текст] / О.М. Рева, С.І. Осадчий, О.М. Медведенко, Ю.М. Фоменко // Залізничний транспорт України. – 2008. – № 6. – С. 54-59.

31. Камишин, В.В. «Трикутник ризиків» у процедурах виявлення можливості опанування навчальними дисциплінами [Текст] / В.В. Камишин, О.М. Рева, А.М. Панасюк // Навчання і виховання обдарованої дитини; теорія та практика: зб. наук. пр. – ІОД. – К., 2012. – № 2. – С. 154-161.

32. Камишин, В.В. Методи системного аналізу у кваліметрії навчально-виховного процесу [Текст]: моногр. / В.В. Камишин, О.М. Рева. – К.: Інформаційні системи, 2012. – 270 с.

33. Рева, О.М. Людський фактор та безпека польотів: рівень домагань авіадиспетчерів у професійній діяльності [Текст] / О.М. Рева, Г.М. Селезньов // Створення системи забезпечення психологічної та психофізіологічної надійності персоналу. Організація та проведення психопрофілактичної роботи в органах внутрішніх справ України: III Всеукр. наук.-практ. семін.: матеріали конф. – К.:

КЮІ МВС України, 2005. – С. 121-128.

34. Рева, О.М. Рівень домагань як критерій ставлення майбутніх авіадиспетчерів до пропусків занять [Текст] / О.М. Рева, В.В. Камишин, А.М. Панасюк // *Якість технологій - якість життя: III Міжнарод. наук.-практ. конф.: матеріали конф. 14-16 квітня 2011 р., Харків.* – Х.: УІПА, 2011. – С. 45-46.

35. Фишберн, П. Теория полезности для принятия решений [Текст]: пер. с англ. / П. Фишберн; под ред. Н.Н. Воробьева. – М.: Наука, 1978. – 352 с.

36. Кини, Р.Л. Принятие решений при многих критериях: предпочтения и замещения [Текст]: пер. с англ. / Р.Л. Кини, Х. Райфа; под ред. И.Ф. Шахнова. – М.: Радио и связь, 1981. – 560 с.

37. Рева, А.Н. Теоретическая модель выявления основной доминанты деятельности авиационного оператора в условиях риска [Текст] / А.Н. Рева, П.Ш. Мухтаров, С.В. Недбай // *Elmi təsəvvərlər: Jurnal Milli Aviasiya Akademiyasının.* – Bakı, Oktyabr - Dekabr 2010. – № 4. – С. 64-73.

38. Инженерная психология [Текст] / Г.К. Середа, С.П. Бочарова, Г.В. Репкина, В.А. Смирнов; под ред. Г.К. Середы. – К.: Вища шк., 1976. – 308 с.

39. Мюллер, П. Таблицы по математической статистике [Текст]: пер. с нем. / П. Мюллер, П. Нойман, Р. Шторм. – М.: Финансы и статистика, 1982. – 278 с.

40. Лакин Г.Ф. Биометрия [Текст] / Г.Ф. Лакин. – М.: Высш. шк., 1990. – 350 с.

Поступила в редакцию 27.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри проектування авіаційних двигунів С.В. Єпіфанов, Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського "ХАІ", Харків.

УРОВЕНЬ ПРИТЯЗАНИЙ АВИАДИСПЕТЧЕРОВ НА ПОКАЗАТЕЛЯХ РАБОЧЕЙ НАГРУЗКИ

А.Н. Рева, Б.М. Мирзоев, П.Ш. Мухтаров, Ш.Ш. Насиров

Учитывая позитивную мировую тенденцию увеличения авиационных перевозок и существенное влияние авиадиспетчеров на безопасность полетов, предложено устанавливать их рабочую нагрузку при обслуживании воздушного движения путем выявления отношения к этой нагрузке через соответствующий уровень притязаний. Разработана и реализована процедура построения оценочной функции полезности-безопасности количества воздушных судов, которые одновременно находятся на управлении у авиадиспетчера, проведен анализ ее характерных точек и сравнение с показателями основной доминанты принятия решения в условиях риска. Представлен новый подход к реальному количественному решению так называемого «треугольника рисков» ИКАО.

Ключевые слова: безопасность полетов при обслуживании воздушного движения, человеческий фактор, авиадиспетчер, рабочая нагрузка, количество самолетов на управлении, уровень притязаний на показателях деятельности, треугольник риска

LEVEL OF CLAIMS OF AIR TRAFFIC CONTROLLERS FOR RESULTS OF WORKING LOAD

A.N. Reva, B.M. Mirzayev, P.Sh. Mukhtarov, Sh.Sh. Nasirov

Taking into account positive world tendency of increase of aviation transportation and substantial influence of air traffic controllers on safety of flights, has been offered to establish their working load during servicing of air traffic by the defining of attitude to this load through appropriate level of claims. Has been worked out and implemented procedure of construction of estimating function of utility-safety of number of aircrafts, which are at the same time controlled by ATController, has been analyzed its characteristic points and compared with results of basic dominants of deciding during the risk. Has been produced new approach on real quantitative decision called "triangle of risks" of ICAO.

Key words: safety of flights during servicing of air traffic, human factor, air traffic controller, working load, number of aircrafts being controlling, level of claims on results of activities, triangle of risks.

Рева Олексій Миколайович – д-р техн. наук, проф., проф. каф. автоматизації виробничих процесів Кіровоградського національного технічного університету, Кіровоград, Україна, e-mail: ran54@meta.ua.

Мірзоев Бала Мушгюль-огли – д-р філос. по техніці, начальник Головного центра Єдиної системи управління повітряним рухом держпідприємства AZANS Азербайджанської Республіки, Баку, e-mail: BalaMirzayev@azans.az.

Мухтаров Пейман Ширин-огли – старший викладач кафедри аеронавігації Національної академії авіації Азербайджанської Республіки, Баку, e-mail: Peyman.Mukhtarov@gmail.com.

Насіров Шахин Шахвелі-огли – керівник польотів Головного центра Єдиної системи управління повітряним рухом держпідприємства AZANS Азербайджанської Республіки, Баку, e-mail: shahin.s@mail.ru.

УДК 004.89

М.А. ДАНОВА

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

СИНТЕЗ МОДЕЛИ ВЫБОРА ПРИОРИТЕТОВ ПРИ ПРОГНОЗИРОВАНИИ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО РАЗВИТИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕХНОЛОГИИ ФОРСАЙТ

Проведен обзор публикаций, посвященных особенностям применения технологии Форсайт для прогнозирования научно-технического развития (НТР) крупномасштабных объектов (КМО). Приведена постановка задачи синтеза модели выбора приоритетов, как этапа методологии Форсайт в приложении к задаче прогнозирования НТР КМО. Изложены основные этапы национальной методики прогнозно-аналитических исследований, адаптированной под использование в рамках компьютеризированной системы поддержки принятия решений реализации каждого этапа методологии Форсайт. Описано построение концептуальной модели предметной области. Синтезирована процессная модель выбора приоритетов при прогнозировании НТР КМО.

Ключевые слова: процессная модель выбора приоритетов, концептуальная модель предметной области, CASE-средства, методология IDEF0, форсайт, компьютерная система прогнозирования.

Введение

В последнее время наблюдается рост числа публикаций, посвященных исследованию теоретических и практических аспектов применения методологии научно-технологического прогнозирования Форсайт. Данная методология дает возможность учитывать долгосрочные (культурные, политические, экономические и социальные) последствия внедрения новых технологий как для стран, так и для отдельных регионов в их составе [1-3]. Основная идея Форсайта [1-3] заключается в определении стратегических направлений развития науки, технологии, экономики, социальной сферы и т.п., которые через 15-20 лет будут определяющими для всего мирового сообщества. Знание стратегических перспектив позволяет сосредоточить усилия и ресурсы для организации качественного «прорыва» в ключевых областях.

Среди украинских и зарубежных ученых, занимающихся изучением форсайта, наиболее известными являются: Б.А. Малицкий, О.С. Попович, В.М. Глушков, Г.М. Добров, В.С. Михалевич, М.З. Згуровский, В.Г. Зинов, Н.В. Гапоненко, Ю.П. Воронов, Н.Я. Колужнова, И.Р. Куклина, В.П. Третьяк, М. Бен, П.Беккер, К. Дайхем, М. Кинэн и др. В работах этих авторов обсуждаются общетеоретические и практические вопросы применения Форсайт технологии для средне- и долгосрочного прогнозирования развития как целых стран, так и регионов в их составе.

На сегодня отсутствует единая модель Форсайта, каждая страна адаптирует данную методологию под свои конкретные цели и потребности [1 – 3].

Особенностью реализации Форсайт-проектов на национальном уровне является с одной стороны необходимость комбинации различных методов, входящих в состав методологии Форсайт, а с другой – привлечение значительного числа экспертов, что порождает ряд серьезных проблем, истоки которых в экспертном характере данной методологии.

В современных условиях использование технологии Форсайт при прогнозировании НТР КМО требует привлечения большого числа специалистов из разных областей, а методы, используемые для ее реализации носят ручной характер, что влечет за собой снижение точности полученных результатов. Так, в проводимом в Украине прогнозно-аналитическом исследовании, в рамках утвержденной Кабинетом Министров Украины в 2005-2006 годах Государственной программы по прогнозированию научно-технологического и инновационного развития на 2004-2006 годы [4] участвовало более 600 экспертов.

Национальная Форсайт-методика прогнозно-аналитических исследований, составленная Б.А. Малицким и др. [5] основана на анкетировании групп экспертов, при этом компьютеризация процессов ограничена лишь фиксацией данных от экспертов и их статистической обработке. Следствием этого является недостаточная эффективность форсайт-проектов, реализуемых в Украине, прежде всего, из-за субъективности, присущей экспертному оцениванию.

Таким образом, анализ отечественных и зарубежных публикаций посвященный изучению методологии Форсайт показал, что необходимо дальнейшее исследование проблемы, связанной с авто-

матизацией Форсайт технологии. Очевидно, что создание автоматизированной системы, реализующей форсайт-проект по прогнозированию научно-технического развития (НТР) крупномасштабных объектов (КМО) должно начинаться с синтеза процессной модели, с известной степенью адекватности отражающей все этапы проекта, т.к. его эффективность существенным образом зависит от адекватности модели.

Цель статьи состоит в описании модели выбора приоритетов, как этапа методологии Форсайт в приложении к задаче прогнозирования НТР КМО, что открывает путь к переходу от эвристических процедур к комплексной компьютеризации процесса прогнозирования.

1. Постановка задачи

В качестве исходных данных для автоматизации украинского Форсайт-проекта выбора приоритетов НТР КМО выступает национальная методика прогнозно-аналитических исследований [5], адаптированная под использование в рамках компьютеризированной системы поддержки принятия решений (СППР) реализации каждого этапа методологии Форсайт. Обсуждаемая методика состоит из ряда последовательных этапов, к которым относятся: формирование группы экспертов; составление первоначального списка тематических направлений и выбор системы критериев для их оценки; оценка первоначального списка тематических направлений экспертами по выбранной системе критериев; формирование обоснованного перечня тематических направлений с учетом результатов оценки.

Для решения задачи необходимо разработать формальные средства представления процесса принятия решений на каждом этапе Форсайт технологии, путем использования различных математических средств.

В результате решения задачи будет создана процессная модель (ПМ) выбора приоритетов в рамках методологии Форсайт, в виде последовательности этапов и совокупности методов национальной методики прогнозно-аналитических исследований на основе украинской версии Форсайт. Реализация указанной модели даст возможность повысить эффективность за счет перехода от эвристических процедур к комплексной компьютеризации процесса прогнозирования.

2. Синтез модели выбора приоритетов при прогнозировании НТР КМО

Синтез модели осуществлен в соответствии со стандартами ГОСТ 19.102—77 [6] и ГОСТ 34.601-90

[7], регламентирующими стадии и этапы программных разработок автоматизированных систем и программ в течение всего жизненного цикла. Согласно вышеупомянутым стандартам любая автоматизированная технология в процессе разработки и функционирования проходит четыре стадии жизненного цикла: предпроектную, проектирования, внедрения и эксплуатацию. Конечной целью проектирования являются создание проекта информационной технологии и внедрение его в эксплуатацию. Предпроектное обследование предметной области (ПрО) предусматривает выявление всех характеристик объекта и управленческой деятельности в нем, потоков внутренних и внешних информационных связей, состава задач и специалистов, которые будут работать в новых технологических условиях, уровень их компьютерной и профессиональной подготовки как будущих пользователей системы.

2.1. Создание концептуальной модели ПрО

Начальной стадией проектирования автоматизированной СППР «Выбора приоритетов НТР КМО» является построение концептуальной модели (КМ) ПрО. Такие модели обобщенно отражают потребности пользователей создаваемой системы в данных из общего репозитория и по существу являются средством коммуникации как разработчиков, так и пользователей на разных стадиях жизненного цикла разрабатываемой СППР.

В рамках КМ информационное содержание ПрО выражается некоторыми абстрактными средствами (сущностями и связями между ними). Основным требованием, предъявляемым к КМ, является адекватное отображение ПрО. Модель должна быть непротиворечивой и отражать взгляды и потребности всех пользователей системы, а также обладать свойством легкой расширяемости, обеспечивающим ввод новой информации.

Каждая сущность представляет собой основу для создания класса однотипных объектов, каждый из которых уникально характеризуется набором значений свойств. Для данной ПрО релевантными являются такие классы сущностей, как «Участники процесса», «Приоритетные направления» и «Группы критериев». В свою очередь каждый класс состоит из набора сущностей, при этом класс «Участники процесса» состоит из таких сущностей, как эксперты высшего и низшего уровней. Набор сущностей «Приоритетные направления» состоит из набора тематических направлений НТР КМО, а «Группы критериев» представляют из себя набор признаков, характеризующих тематические направления и имеющих количественное или качественное значение.

Кроме сущностей, концептуальная модель отражает связи между ними. Таким образом, сущность «Группы критериев» представляет из себя характерные признаки сущности «Приоритетные направления», а сущность «Участники процесса» функционально связана с этими двумя сущностями.

2.2. Формирование ПМ выбора приоритетов при прогнозировании НТР КМО

Следующим, после построения концептуальной модели ПрО, этапом при создании автоматизированной СППР «Выбора приоритетов НТР КМО» является синтез ПМ системы. Потребность в моделировании связана с задачами проектирования и повышения эффективности процессов, т. е. их оптимизацией или совершенствованием. При процессном подходе конструируются процессы системы и распределяется ответственность между исполнителями их операций.

Для создания ПМ воспользуемся национальной методикой прогнозно-аналитических исследований [5], адаптированной под использование в рамках компьютеризированной СППР «Выбора приоритетов НТР КМО». Указанная выше методика, представляющая собой процесс прогнозно-аналитического исследования по выбору приоритетных направлений НТР КМО на основе технологии Форсайт, заключается в следующем:

1. Формирование группы экспертов, которые будут участвовать в прогнозно-аналитическом исследовании.

2. Определение исходного перечня тематических направлений НТР КМО на этапе «Формирование исходного перечня тематических направлений»

- 2.1. Выявление перечней приоритетных направлений (альтернатив) НТР КМО путем библиометрического, наукометрического и патентного анализов, а также оценкой зарубежных НТ прогнозов. Кроме того, добавлены утвержденные ранее приоритетные направления.

- 2.2. Классификация альтернатив, т.е. разбиение по тематическим направлениям.

3. Выявление критериев оценки приоритетных направлений НТР КМО на этапе «Выбор системы критериев оценки»

- 3.1. Выявление совокупности критериев (атрибутов, параметров, признаков), описывающих приоритетные направления. Классификация критериев.

- 3.2. Нормирование, шкалирование критериев.

- 3.3. Расчет значений каждого критерия для каждой из альтернатив (библиометрический, наукометрический, патентный анализы, статистические данные, экспертные опросы, методы text mining, экономические показатели).

- 3.4. Расстановка превосходства одного критерия над другим (в диалоге с компьютером).

4. На этапе «Оценка и уточнение перечней тематических направлений» При помощи методов t-упорядочения и Парето оптимальности отбирается множество наилучших тематических направлений, т.е. приоритетов НТР КМО.

5. Отправка в высшую инстанцию уточненных тематических направлений НТР КМО для согласования и утверждения.

2.3. Формализованное представление ПМ выбора приоритетов при прогнозировании НТР КМО

Для формализованного представления ПМ целесообразно использовать такое CASE-средство, как BPwin (Computer Associates) [8], имеющее развитые средства функционального моделирования на основе IDEF0 [9]. Нотация IDEF0 была разработана на основе методологии структурного анализа и проектирования SADT, утверждена в качестве стандарта США и успешно эксплуатируется во многих проектах, связанных с описанием деятельности КМО. Данная методология и порождаемые на ее основе графические нотации могут обеспечивать предоставление сведений о процессах, их исполнителях, об ответственных за процесс, об используемых ресурсах и потоках данных, а также о последовательности выполнения подпроцессов и возможных сценариях протекания. В основе нотации лежит понятие функционального блока (Activity box), что иллюстрирует рис. 1.



Рис. 1. Функциональный блок в нотации IDEF0

Для описания процесса важна как наглядность в изображении композиции, так и декомпозиция таких блоков. Кроме того наиболее существенными в методологии IDEF0 являются принципы объединения блоков в модель, к которым относятся принципы: функциональной декомпозиции; контекстной диаграммы; ограничения сложности.

ПМ выбора приоритетов при прогнозировании НТР КМО и отражающая процесс национального прогнозно-аналитического исследования на основе технологии Форсайт в нотациях IDEF0 представлена на рис. 2.

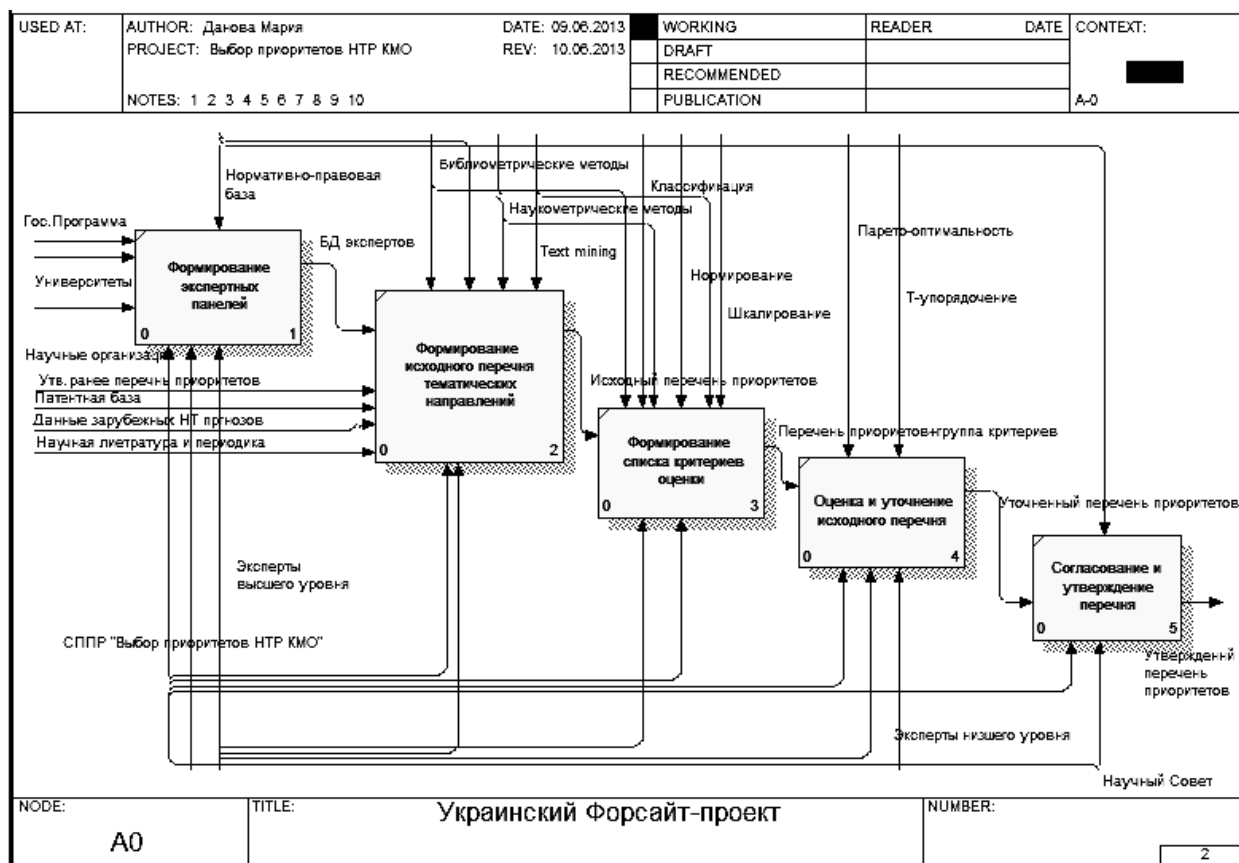


Рис. 2. Процессная модель выбора приоритетов при прогнозировании НТР КМО

Выводы

1. Проведен анализ публикаций, посвященных состоянию проблемы компьютеризации процесса прогнозирования НТР КМО на основе Форсайт технологии.

2. Приведена концептуальная модель ПрО, а также синтезирована процессная модель выбора приоритетов при прогнозировании НТР КМО.

3. Полученные результаты служат методической основой для создания системы комплексной автоматизации процесса прогнозирования НТР КМО.

Литература

1. Loveridge, D. *United Kingdom Foresight Programme* [Text] / D. Loveridge, L. Georghiou, M. Nevada // PREST. – University of Manchester, 2001. – 200 p.
2. Шелюбская, Н.В. Форсайт – механизм определения приоритетов формирования общества знаний стран Западной Европы [Текст] / Н.В. Шелюбская. – К.: Фенікс, 2007. – 60 с.
3. Об утверждении плана мероприятий по реализации основ политики Российской Федерации в области развития науки и технологий на период до 2010 года и дальнейшую перспективу [Текст]: распоряжение Правительства РФ от 7 февраля 2006 г.

№ 156 // Собр. законодательства РФ. – 2003. – № 30. – С. 150.

4. Про затвердження Державної програми прогнозування науково-технологічного та інноваційного розвитку на 2004-2006 роки. Постанова КМ України від 25 серпня 2004 року № 1086 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/1086-2004-%D0%BF>. – 25.08.2004.

5. Маліцький, Б.А. Методичні рекомендації щодо проведення прогнозно-аналітичного дослідження в рамках Державної програми прогнозування науково-технологічного та інноваційного розвитку України [Текст] / Б.А. Маліцький, О.С. Попович В.П. Соловйов. – К.: Фенікс, 2004. – 52 с.

6. ГОСТ 19.102-77 (Код МКС 35.080). Единая система программной документации. Стадии разработки [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://asupro.com/automation/document/gost-19102.html>. – 10.05.2013.

7. ГОСТ 34.601-90 (Код МКС 35.080). Автоматизированные системы. Стадии создания [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.rts.ua/rus/forpro/613/0/18/>. – 10.05.2013.

8. Маклаков, С.В. BPwin и ERwin. CASE - средства разработки информационных систем [Текст] / С.В. Маклаков. – М.: Диалог-МИФИ, 2000. – 256 с.

9. Методология процесса моделирования. Стандарт IDEF0 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.idef.ru/idef.php>. – 10.05.2013.

Поступила в редакцию 10.06.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры программная инженерия С.Ю. Шабанов-Кушнаренко, Харьковский национальный университет радиоэлектроники, Харьков.

СИНТЕЗ МОДЕЛІ ВИБОРУ ПРІОРИТЕТІВ ПРИ ПРОГНОЗУВАННІ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОГО РОЗВИТКУ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕХНОЛОГІЇ ФОРСАЙТ

М.О. Данова

Проведений огляд публікацій, присвячених особливостям вживання технології Форсайт для прогнозування науково-технічного розвитку (НТР) великомасштабних об'єктів (ВМО). Наведено постановку задачі синтезу моделі вибору пріоритетів, як етапу методології Форсайт в додатку до задачі прогнозування НТР ВМО. Викладено основні етапи національної методики прогнозно-аналітичних досліджень, адаптованої під використання в рамках комп'ютеризованої системи підтримки прийняття рішень реалізації кожного етапу методології Форсайт. Описана побудова концептуальної моделі предметної області. Синтезована процесна модель вибору пріоритетів при прогнозуванні НТР ВМО.

Ключові слова: процесна модель вибору пріоритетів, концептуальна модель предметної області, CASE-засоби, методологія IDEF0, форсайт, комп'ютерна система прогнозування.

SYNTHESIS MODEL SELECTION OF PRIORITIES FOR PREDICTING THE SCIENTIFIC AND TECHNICAL DEVELOPMENT USING TECHNOLOGY FORESIGHT

M.A. Danova

The review of the publications devoted to features of application of technology Foresight for forecasting of scientific and technical development (STD) of large-scale objects (LCO) is carried out. The problem statement of synthesis of model selection priorities as stage of methodology Foresight applied to predict the STD LCO. The main steps of the national methods of forecasting and analytical researches, adapted for use as part of a computerized decision support system for each stage of the methodology Foresight is given. Describes the construction of a conceptual model of the domain. The process model of choice of priorities in predicting STD LCO is synthesizing.

Key words: process model of choice the priorities, conceptual domain model, CASE-tools, methodology IDEF0, the foresight, the computer system of forecasting.

Данова Мария Александровна – аспирант каф. инженерии ПО Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: danovamariya@gmail.com.

УДК 004.78; 681.5

В.А. ДЕМЬЯНЕНКО

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ИНФОРМАЦИОННАЯ ПОДДЕРЖКА ПРОИЗВОДСТВА ТОВАРОВ НАРОДНОГО ПОТРЕБЛЕНИЯ НА МНОГОНОМЕНКЛАТУРНОМ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОМ ПРЕДПРИЯТИИ

На примере Снежнянского машиностроительного завода АО «Мотор Сич» рассмотрены проблемы информатизации процессов подготовки производства товаров народного потребления (ТНП) для многономенклатурных машиностроительных предприятий (ММП). Приведена классификация номенклатуры планово-учетных единиц изделий в форме иерархии. Сформулирована содержательная постановка задачи компьютеризации процесса подготовки производства ТНП на ММП. Описана процессная модель подготовки производства ТНП на ММП в виде одноуровневого детерминированного сетевого графа. Представлена концепция единого информационного пространства для поддержки процесса производства ТНП на МПП.

Ключевые слова: подготовка производства, товары народного потребления, многономенклатурное машиностроительное предприятие, единое информационное пространство, процессная модель.

Введение

На предприятиях многономенклатурного производства, в частности, на Снежнянском машиностроительном заводе АО «Мотор Сич» этап технической подготовки производства кроме конструкторской и технологической документации предусматривает разработку производственной документации, содержащей информацию о производственном составе изделия. Производственный состав изделия формируется на основе конструкторского состава с учетом технологических особенностей изделия, технологических возможностей производственных подразделений, т.е. цехов, и порядка сборки изделия.

Для управления производством на предприятиях рассматриваемого типа установлена следующая номенклатура планово-учетных единиц: заказ, разнарядка заказа (в пределах заказа), производственная спецификация - в пределах разнарядки заказа, конструктивно-технологический элемент (КТЭ - позиция производственной спецификации), задание на выполнение работ. Номенклатура планово-учетных единиц имеет определенную иерархию, представленную на рис. 1, и характеризуется трудоемкостью выполнения работы по исполнителям (рабочим центрам).

На разнарядку заказа разрабатывается комплект производственной документации (ПД), в состав которой включаются все производственные спецификации (ПС) [1]. Производственная спецификация представляет собой комплект сведений, сформированных по определенному производственному признаку, в которых значатся КТЭ - изделия (комплекты, сборочные единицы, детали) и их ко-

личество, которые необходимы для комплектования разнарядки заказа, а также по каждому изделию - его расцеховка (маршрут следования по цехам) и виды работ по цехам, нормы потребности в основном (на изделие) и вспомогательном (для обеспечения выполнения технологических процессов) материалах.

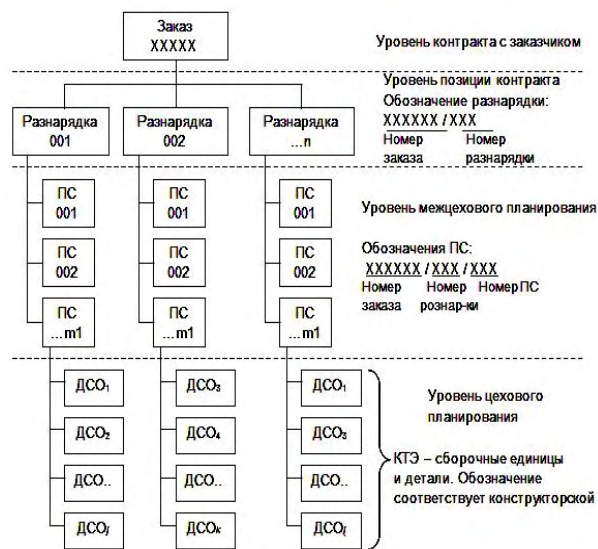


Рис. 1. Иерархия номенклатуры планово-учетных единиц

В совокупности в ПД мы имеем тот же перечень изделий, что и в конструкторской документации (КД), но сформированный под производство и дополненный информацией, которая важна для организации многономенклатурного единичного производства сложных изделий с большой

глубиной вложения составных частей (сборочные единицы, комплекты, детали, покупные изделия и материалы).

Центральное место в системе управления предприятием с многономенклатурным производством оборудования для комплектных объектов занимает межцеховой уровень [2, 3]. Межцеховой уровень является промежуточным звеном в системе внутризаводского планирования и тесно взаимосвязан с общезаводским и внутрицеховым уровнями. На общезаводском уровне формируется годовая программа предприятия. Согласно годовой программе предприятия рассчитываются квартальные и месячные планы производства цехов в объемах производства и номенклатуре работ. Затем эти планы детализируются и формируются по рабочим центрам и отдельным исполнителям в соответствующих задачах на выполнение работ. Взаимосвязь показателей планов производства по уровням управления является основным условием непрерывности внутризаводского планирования. При расчетах цеховые планы должны быть сбалансированы по объемам производства изделий и пропускным способностям исполнителей, взаимосогласованы по срокам окончания работ в соответствии с принятой технологией и организации производства, а также обеспечены материальными ресурсами. Это является основной задачей оперативного планирования многономенклатурного производства изделий для комплектных объектов, в комплексном решении которой участвуют различные функциональные подразделения предприятия [4].

Цель статьи состоит в изложении подхода к описанию процесса подготовки производства товаров народного потребления (ТНП) на многономенклатурном машиностроительном предприятии (ММП) для последующей компьютеризации рассматриваемого процесса.

1. Постановка задачи

На содержательном уровне, задача компьютеризации процесса подготовки производства ТНП на ММП может быть сведена к задаче синтеза соответствующей процессной модели, с последующей ее реализацией в среде производственных автоматизированных информационных систем уровней MES и ERP. Исходя из изложенного, наиболее целесообразно моделировать производственный процесс изготовления оборудования для комплектного объекта на межцеховом уровне начиная с этапа технической подготовки производства.

Построенная модель должна быть инвариантна по отношению к этапам подготовки производства (конструкторскому, технологическому, либо техническому).

2. Синтез процессной модели подготовки производства ТНП на ММП

Модель должна представлять собой одноуровневый детерминированный сетевой граф. Работой в данной модели является планово-учетная единица межцехового уровня - производственная спецификация, задаваемая совокупностью работ конструктивно технологических элементов, входящих в нее. Построение модели необходимо осуществлять в терминах работ и на каждый заказ заново. Взаимосвязи между КТЭ и ПС должны быть альтернативными и разнообразными, они должны обеспечить описание технологического процесса и организации производства. Желательно, чтобы в состав ПС входил только один КТЭ, особенно, когда этот КТЭ имеет относительно долгосрочный производственный цикл. Сроки изготовления как всего заказа, так и его производственного состава отображаются на сетевом графике с использованием разнообразных связей ПС (рис. 2).

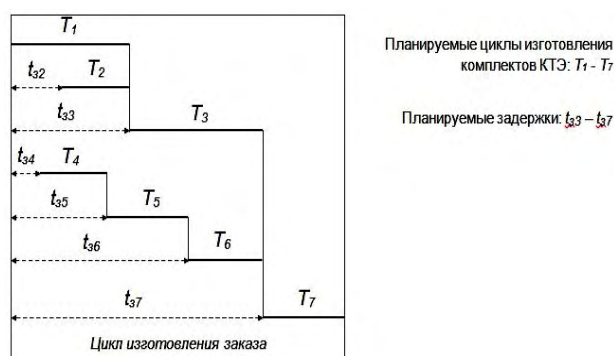


Рис. 2. Процессная модель планирования производства ТНП на ММП

Планируемые циклы изготовления комплектов КТЭ ($T_1 - T_7$) учитывают время на межцеховую транспортировку КТЭ в процессе технологического маршрута, а также межоперационный простой КТЭ в цехах при их изготовлении.

3. Концепция единого информационного пространства для поддержки процесса производства ТНП на ММП

В системе информационной поддержки (СИП) интегрированной информационной системы управления (ИИСУ) должна быть предусмотрена возможность формирования на основе конструкторских и технологических данных цикловых графиков выполнения заказов. Программный модуль «Классификация и кодирование материалов и покупных изделий» обеспечивает структурированной информацией все подразделения и все информационные сис-

темы АО о всех материалах и покупных изделиях (далее - материалы), которые проходят или проходили через АО. Номенклатурные номера конкретных материалов уникальны и учитывают все их технические и эксплуатационные характеристики, а также нормативные документы, которым материал должен отвечать.

В процессе функционирования СИП ИИСУ в базе данных формируется информация:

- о составе изделий, технологические маршруты изготовления узлов и деталей изделий с учетом наличия оборудования;
- о нормах расхода материала и технологических нормативов на деталь, узел, производственную спецификацию;
- об оборудовании, технологической оснастке и инструменте, необходимых для изготовления (сборки) изделия.

Многие функции в системе автоматизированы за счет использования СИП ИИСУ, типовых методик и алгоритмов. Например, при нормировании материалов существует возможность сделать выбор исходной заготовки, расчета поддетальных норм, расчета расхода материалов для гальванических покрытий, основных и вспомогательных материалов для лакокрасочных покрытий, расчета сводных норм расхода материала на изделие.

Согласно заявкам на технологическое оснащение (ТО) формируется портфель заказ ТО, проверяется наличие инструмента на центральном инструментальном складе, и при его нехватке осуществляется закупка инструмента или организуется его изготовление в АО. На ТО собственного производства разрабатываются наряды-заказы и программа товарного выпуска ТО. В процессе функционирования системы СИП формируется информация базы данных ИИСУ, что позволяет в дальнейшем решать задачи оперативного управления производством, получать расчеты потребности в материалах, определять загрузку цехов, вести учет складского хозяйства, определять цену готовой продукции.

Для внедрения системы СИП в производство было проведено обследование, с целью определения и идентификации всех процессов управления на цеховом уровне, поскольку кроме основных процессов, обеспечивающих выпуск всех видов конструкторской и технологической документации, существует еще ряд процессов, предназначенных для повышения эффективности основных (поиск аналогов, управление качеством, планирование параллельного выполнения работ, потребности дальнейшей автоматизации производства и т.д.). Особое внимание было обращено на процедуры проверок, согласований, внесения изменений, разрешений, сопровожде-

ния и т.п., так как именно на этих этапах происходит наиболее нерациональная трата времени.

По результатам обследования была разработана функциональная модель процесса КТПП, которая формализована в аспекте функций и связей на основе применения методологии функционального моделирования IDEF0 с использованием программного пакета AllFusion Process Modeler. На основе анализа полученных моделей и существующей функциональной структуры предприятия был сделан выбор приоритетов создания автоматизированных рабочих мест и принято решение о проведении реинжиниринговых мероприятий. Функциональные модели КТПП были использованы при разработке документированных процедур, алгоритмов и программ функционирования автоматизированных рабочих мест (АРМ) пользователей СИП ИИСУ.

В настоящее время в цехах заготовительного производства АО «Мотор Сич» функционирует автоматизированная система информационной поддержки процессов управления цехового уровня.

СИП ИИСУ заготовительным производством - это один из элементов корпоративной автоматизированной системы управления АО. Она базируется на едином информационном пространстве АО и предназначена для реализации функций планирования, контроля и регулирования заготовительного производства, обеспечивает оптимальную организацию процессов управления производством цехового уровня на основе компьютерных информационных технологий, а именно:

- формирование производственного плана цеха;
- формирование графиков изготовления деталей, учет и анализ хода производства;
- расчет потребности материалов и выписка лимитных требований;
- формирование и выписка задач (нарядов и наряд-заданий) на выполнение работ;
- формирование и выписка межцеховых сдаточных актов;
- упорядочение документооборота цеха.

Основные процессы по управлению цехом в системе реализованы в виде АРМ с соответствующим набором функций (табл. 1).

Основой для функционирования ИИСУ заготовительным производством является нормативно-справочная база, которая создается и хранится в ИИСУ и включает информацию о составе изделия, применяемых материалах и покупных изделиях, и их нормы использования, о технологических маршрутах, операциях, технологическом оборудовании и трудовых нормативах.

Таблица 1

Перечень основных функций АРМ в ИИСУ

Название АРМ	Функции АРМ
АРМ руководителя	Контроль и анализ выполнения производственного плана, контроль и анализ выполнения графиков изготовления деталей, анализ обеспеченности материалами.
АРМ инженера по планированию	Формирование и контроль выполнения производственного плана цеха, формирование и контроль выполнения план-графиков изготовления деталей, анализ обеспеченности цеха технической (конструкторская, технологическая, производственная) документацией.
АРМ технолога цеха	Взаимодействие с технологом подразделения-разработчика технологического процесса (ТП), согласование ТП в части использования станков и технологического оборудования цеха; обработки сформированных нарядов и наряд-заданий; пересчет материальных норм в связи с заменой материала (сортамент и / или марка) по причине отсутствия запланированного.
АРМ диспетчера по обеспечению материалами	Расчет потребностей в материалах на план-график изготовления деталей, формирование лимитных требований на материалы, анализ обеспеченности материалами и расчет дефицита; взаимодействие с плановой группой управления материально-технического обеспечения (УМТЗ) и кладовщиками материальных складов.
АРМ нарядчиков	Формирование заданий (нарядов и наряд-заданий) на выполнение работ, ведение справочной информации.
АРМ работника бюро технического контроля	Разработка заданий на выполнение работы, формирование наряда-расписки для центральной заводской лаборатории на проведение испытаний образцов, контроль результатов испытаний образцов и ведение журнала регистрации механических характеристик образцов, формирование актов термообработки, формирование актов о браке; обработка межцеховых сдаточных и приемо-сдаточных актов.
АРМ комплектовщика	Формирование маршрутных листов, бирок, межцеховых сдаточных и приемо-сдаточных актов, ведение журнала регистрации межцеховых сдаточных и приемо-сдаточных актов.
АРМ работника плановой группы УМТЗ	Анализ обеспеченности материалами и расчет дефицита; обработка сформированных лимитных требований на материалы.
АРМ работника технологического подразделения-разработчика ТП	Назначение припусков и допусков на заготовку, проектирование ТП на изготовление изделия; автоматизированное формирование выходных документов: комплект технологической документации (ТД), заявка на инструмент, сведения о загрузке оборудования.

В процессе разработки СИП ИИСУ заготовительным производством использованы методы и методики информационной поддержки процессов планирования и оперативного управления производством. В ИИСУ производством есть возможность контроля за ходом выполнения плановых заданий цехами на этапах запуска деталей и сборочных единиц в производство и их передачи в следующий цех по технологическому маршруту для дальнейшей обработки. Диспетчерская служба как цеха (ПДБ - планово-диспетчерское бюро), так и предприятия (ПДУ) контролирует поступление в цех материалов и заготовок (полуфабрикатов) путем формирования

электронной ведомости дефицита. При выполнении технологических операций в подсистеме планирования ИИСУ присваивается статус «завершена» и ее трудоемкость списывается вверх по дереву ресурсов. Системой учитываются ситуации, когда изготовлена не вся партия деталей, а только ее часть. При этом статус операции остается «в работе», и списывается только соответствующая часть трудоемкости. Когда операция выполнена полностью, проводится проверка продукции работниками отдела технического контроля (ОТК) или контроль силами цеха (КСЦ), в зависимости от указания в маршрутно-технологической карте (МТК).

При межцеховых перемещениях изделия сдаются на промежуточный склад. Чтобы операция была принята на промежуточный склад необходимо выполнение следующих условий: операция должна пройти контроль работниками ОТК; должен быть оформлен межцеховой сдаточный акт. Система не позволяет принять детали на промежуточный склад, если не пройден контроль ОТК.

Пример. Выполним расчет коэффициента результативности от внедрения информационной технологии (ИТ) СИП при организации производства в АО «Мотор Сич» оборудования для компрессорной станции «Сосногорская» (Россия). Информационная поддержка была применена при проектировании изделия, разработке технологических процессов, проектировании технологической оснастки, в процессе оперативного управления цехом № 11.

Сроки выполнения работ составили: разработка проекта - 52 дня при планируемых 60 днях, разработка ТП - 16 дней при планируемых 30 днях, про-

ектирование ТО - 18 дней при планируемых 20 днях; затраты времени на формирование документов по оперативному управлению производством заготовок цехом № 11 - 3 дня при плановых 5 днях.

Основные расходы по вышеуказанным работам составляет заработная плата работников соответствующих подразделений. Расчет затрат приведены в табл. 2.

Затраты на внедрение ИТ, составили: разработка проекта - 38 тыс. грн. разработка ТП - 29 тыс. грн. Расчет коэффициентов результативности от внедрения ИТ СИП при организации производства оборудования для компрессорной станции «Сосногорская» приведены в табл. 3.

Комплексный коэффициент результативности внедрения ИТ СИП в производство составляет: $K = \sum k_B \cdot \sum k_T = 7,44 \times 5,81 = 43,2$. Рост показателя в следующем плановом периоде будет указывать на рост эффективности от внедрения ИТ СИП в производство.

Таблица 2

Расчет затрат на выполнение работ работниками

Виды работ	Средняя заработная плата работников, грн.	До внедрения ИТ		После внедрения ИТ	
		Кол-во людей	Расходы, тыс. грн.	Кол-во людей	Расходы, тыс. грн.
Проектирование изделия	3500	86	18060	86	15652
Разработка ТП	2800	115	9660	98	4390
Проектирование ТО	2800	45	2520	45	2268
Оперативное управление	2000	18180		10	60

Таблица 3

Расчет коэффициентов результативности от внедрения ИТ СИП

Этап ЖЦВ	Расходы		Сроки	
	Коэффициент	Значение коэффициента	Коэффициент	Значение коэффициента
Проектирование изделия	k_{Ba}	1,15	k_{Ta}	1,15
Разработка ТП	k_{Bb}	2,18	k_{Tb}	1,88
Проектирование ТО	k_{Bc}	1,11	k_{Tc}	1,11
Изготовление изделия	k_{Bf}	3	k_{Tf}	1,67
	$\sum k_B$	7,44	$\sum k_T$	5,81

Выводы

1. Предложены архитектурные решения ИТ в виде структурно-функциональной схемы реализации процессов интеграции информационных систем управления многономенклатурным производством.

2. При разработке ИТ поддержки процессов управления многономенклатурным производством использовалась реляционная модель - для логического проектирования базы данных, СУБД Firebird - для физического проектирования базы данных, среда визуального программирования Borland C++

Builder - для разработки модуля информационного поиска.

3. Разработана методика организации информационного обеспечения многономенклатурного машиностроительного производства с использованием двухконтурных модулей информационного поиска, в которых информационный поиск документов обеспечивается с помощью поисковых предписаний, обеспечивающих быстрый релевантный поиск.

4. Создана система информационной поддержки оперативного управления многономенклатурным производством, которая включает универсальный модуль прикладных программ для выполнения вычислительных функций и взаимосвязанный набор функций для логически определенных данных, а также сервисные модули информационного поиска, которые позволяют выполнять соответ-

ствующие выборки, сортировку, ввод и корректировку нормативно-справочной и производственной информации.

Литература

1. Баронов, В.В. Автоматизация управления предприятием [Текст] / В.В. Баронов, Г.Н. Калянов, Ю.И. Попов. – М.: Инфра-М, 2000. – 239 с.
2. Васильченко, Н.Г. Современная система управления предприятием [Текст] / Н.Г. Васильченко. – М.: Интел-Синтез, 2003. – 320 с.
3. Анфилов, В.С. Системный анализ в управлении [Текст] / В.С. Анфилов, А.А. Емельянов, А.А. Кукушкин. – М.: Финансы и статистика, 2002. – 368 с.
4. Первозванский, А.А. Математические модели в управлении производством [Текст] / А.А. Первозванский. – М.: Наука, 1975. – 617 с.

Поступила в редакцию 27.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры программной инженерии С.Ю. Шабанов-Кушнарченко, Харьковский национальный университет радиоэлектроники, Харьков.

ІНФОРМАЦІЙНА ПІДТРИМКА ВИРОБНИЦТВА ТОВАРІВ НАРОДНОГО СПОЖИВАННЯ НА БАГАТОНОМЕНКЛАТУРНІЙ МАШИНОБУДІВНІЙ ПІДПРИЄМСТВІ

В.А. Дем'яненко

На прикладі Сніжнянського машинобудівного заводу АТ «Мотор Січ» розглянуті проблеми інформатизації процесів підготовки виробництва товарів народного споживання (ТНС) для багатомономенклатурних машинобудівних підприємств (БМП). Наведено класифікацію номенклатури планово-облікових одиниць виробів у формі ієрархії. Сформульована змістовна постановка задачі комп'ютеризації процесу підготовки виробництва ТНС на БМП. Описана процесна модель підготовки виробництва ТНС на БМП у вигляді однорівневого детермінованого мережевого графа. Представлено концепцію єдиного інформаційного простору для підтримки процесу виробництва ТНС на БМП.

Ключові слова: підготовка виробництва, товари народного споживання, багатомономенклатурне машинобудівне підприємство, єдиний інформаційний простір, процесна модель.

INFORMATION SUPPORT OF PRODUCTION OF CONSUMER GOODS AT MULTIPRODUCT MACHINE-BUILDING ENTERPRISE

V.A. Demyanenko

On the example of Snezhnyansky engineering plant JSC "Motor Sich" problems of informatization of processes of preparation of production of the consumer goods (CG) for the multiproduct engineering enterprises (MEE) are considered. Classification of the nomenclature of plan and registration units of products in the form of hierarchy is given. The informative problem definition of a computerization of process of preparation of production of CG on MEE is formulated. The process model of preparation of production of CG on MEE in the form of the single-level determined network graph is described. The common information space concept for support of process of production of CG on MEE is provided.

Keywords: production preparation, consumer goods, multiproduct engineering enterprise, common information space, process model.

Дем'яненко Владислав Анатольевич – ассистент каф. инженерии ПО Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: dvavlad@mail.ru.