

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ФОРСИРОВАНИЯ ДИЗЕЛЕЙ ПО СРЕДНЕМУ ЭФФЕКТИВНОМУ ДАВЛЕНИЮ

Н.А. Иващенко, д-р техн. наук, И.Н. Алиев, д-р физ.-мат. наук,

Г.А. Базанчук, инж., Хоссан Хоссам, асп.,

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана,

г. Москва, Россия

В последние годы поршневые двигатели в острой конкурентной борьбе с другими видами тепловых двигателей и силовых установок сделали новый уверенный шаг в повышении своих основных показателей качества: удельной мощности, экономичности, надежности и экологических характеристик и стоимости изготовления. Особенно значительные успехи достигнуты в развитии автомобильных двигателей. При этом характерно, что при их совершенствовании были использованы давно известные технические решения, разработанные ранее в авиационном и специальном двигателестроении. Однако все эти решения, оптимизированные применительно к условиям массового производства, позволили при жестких законодательных ограничениях на экологические характеристики не только сохранить свои преимущества по экономичности, но и улучшить показатели по надежности при незначительном повышении стоимости изготовления. Логика развития транспортных средств и законодательные ограничения по выбросам CO_2 требуют создания облегченных транспортных средств, что в свою очередь требует использования легких двигателей с высоким форсированием по среднему эффективному давлению. Из всех известных способов увеличения удельной мощности наиболее эффективным, по-прежнему, остается наддув.

Из проблем, с которыми двигателестроители сталкиваются при форсировании двигателей по давлению наддува, по-прежнему остаются главными проблемы

ограничения роста тепловой и механической напряженностей. Важным является выбор стратегии форсирования по среднему эффективному давлению, которая должна учитывать требования рациональной организации рабочего процесса с точки зрения экономичности, экологического ущерба, а также показателей тепловой и механической напряженностей.

Эта задача может быть решена методом математического моделирования с использованием комплексной математической модели, описывающей рабочий процесс в цилиндре двигателя, а также процессы теплопередачи в деталях, образующих камеру сгорания. Впервые такая комплексная математическая модель была создана на КТЗ [1]. Процесс в цилиндре моделировался по методу ЦНИДИ, а распределение температуры в поршне и втулке цилиндра рассчитывалось в осесимметричной постановке методом конечных разностей. Более современный метод совместного моделирования рабочего процесса в цилиндре дизеля и температурных полей в деталях, образующих камеру сгорания, был разработан в МВТУ им. Баумана [2]. В этой работе модели рабочего процесса и теплообмена в цилиндре, а также теплопроводности деталей камеры сгорания объединены в комплекс связанных по входу и выходу моделей, в котором реализуется процесс итерационного взаимодействия моделей.

В настоящей работе для оценки эффективности различных методов форсирования автомобильного дизеля использована комплексная модель, предложенная в работе [2]. В комплексную модель вошла

квазистационарная термодинамическая модель процессов в цилиндре, которая была идентифицирована.

Для моделирования температур в деталях модели камеры сгорания представлена ансамблем оболочечных конечных элементов (днище крышки - пластина переменной толщины, гильза цилиндра и поршень - тела вращения). Для расчета локальных характеристик теплообмена между поршнем и втулкой цилиндров конечно-элементная модель поршня имитирует возвратно-поступательное движение относительно конечно-элементной модели втулки. Таким образом учитывается движение поршня и формирование эпюр тепловых нагрузок на поверхностях втулки цилиндра, поршня и поршневых колец.

При моделировании рабочего процесса определяется необходимая информация для расчета тепловых нагрузок на поверхностях деталей камеры сгорания, в свою очередь тепловые нагрузки являются исходной информацией для расчета теплового состояния камеры сгорания, а полученное тепловое состояние используется как исходная информация для уточненного расчета рабочего процесса. После выполнения нескольких итераций рабочий процесс двигателя оказывается согласованным с тепловым состоянием его деталей.

С использованием предложенной комплексной модели выполнен анализ различных способов форсирования автомобильного дизеля ЧН 130/140 со свободным турбокомпрессором. Рассмотрены варианты форсирования по давлению наддува без промежуточного охлаждения воздуха при постоянной степени сжатия, с промежуточным охлаждением и постоянной степенью сжатия, с промежуточным охлаждением воздуха и с ограничением максимального давления сгорания (переменная степень сжатия), а также вариант форсирования с промежуточным охлаждением воздуха, ограничением максимального давления сгорания и внутренним охлаждением (цикл Миллера).

Давление сгорания ограничивалось величиной 160 бар. Результаты моделирования показали, что с точки зрения тепловой напряженности наиболее эффективен вариант форсирования с промежуточным охлаждением воздуха и ограничением степени сжатия. В этом варианте температура в зоне верхнего поршневого кольца при форсировании до P_e 18 бар не превысила 220°C , в то время как в варианте форсирования двигателя с постоянной степенью сжатия и без охлаждения воздуха после компрессора температура в поршне в зоне верхнего поршневого кольца выросла до 265°C . Однако с точки зрения экономичности наилучший результат дал вариант форсирования при постоянной степени сжатия с охлаждением воздуха после компрессора.

Предложенная комплексная модель может быть использована для поиска технических решений по конструкции деталей цилиндро-поршневой группы и параметров системы охлаждения двигателей.

Литература

1. Ли Ден Ун. Совместное моделирование на ЭВМ рабочего процесса в цилиндре и теплонапряженного состояния деталей цилиндро-поршневой группы дизеля // Двигателестроение.- 1979.- № 12.- С. 9 - 12.
2. Методика совместного моделирования рабочего процесса и теплового состояния адиабатного двигателя // Изв. вузов. Машиностроение.- 1987.- № 2.- С. 61 - 65.

Поступила в редакцию 14.05.03

Рецензенты: канд. техн. наук, зав. каф. ДВС, профессор М.Г. Шатров, МАДИ (ТУ), г. Москва; канд. техн. наук, доц. А.В. Белогуб, ОАО «АВТРАМАТ», г. Харьков.

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ КАК СРЕДСТВО ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТНЫХ, ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПОРШНЕВЫХ ДВС

В.С. Кукис, д-р техн. наук, проф.,

Челябинский военный автомобильный институт, г. Челябинск, Россия

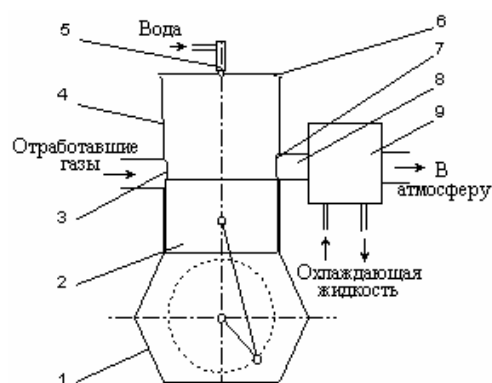
Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Как известно, поршневые двигатели внутреннего сгорания (ПДВС) теряют с отработавшими газами (ОГ) большое количество энергии в форме теплоты. В дизелях эти потери составляют от 85 до 110 % по отношению к эффективной мощности, в бензиновых двигателях превосходят ее на 25-45 %. Кроме этой энергии выбрасываемые в атмосферу ОГ содержат большое количество токсичных веществ и сажи. Их более 280 и они наносят непоправимый вред здоровью человека, возведенным им зданиям и сооружениям, окружающей природе. В современном двигателестроении снижение экологического вреда, наносимого ПДВС, является важнейшей самостоятельной задачей, решение которой во многих случаях отрицательно влияет на их мощностные и экономические показатели.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем.

Анализ литературы показал, что к настоящему времени для получения дополнительной работы за счет утилизации теплоты ОГ предложено несколько видов систем: паросиловые установки с внешним парообразованием (Шокотов Н.К., 1984, Шахидулла С.А., 1985, Шейпак А.А., 1991 и др.); термоэлектрические генераторы (Зайцев С.В., 1987, Зайцев А.П., 1989, Махов А.В., 1989 и др.); двигатели Стирлинга (Лев Ю.Е., 1971, Юнда Ю.Д., 1982, Кукис В.С., 1989 и др.); воздушные расширительные машины (Цветкова Н.И., 1964, Лев Ю.Е., 1971, Жмудяк Л.М., 1981 и др.); поршневые двигатели с внутренним парообразованием (Стефановский Б.С., 1997, Постол Ю.А., 1997, Кукис В.С., 2001, Руднев В.В., 2001 и др.).

Проведенный нами сравнительный анализ этих систем показал перспективность использования

поршневого УД с внутренним объемным парообразованием (рисунок), разработанного на кафедре двигателей Челябинского военного автомобильного института [1].



Принципиальная схема УД с внутренним объемным парообразованием:

1 - картер; 2 - поршень; 3 - впускное окно; 4 - цилиндр; 5 - форсунка; 6 - головка; 7 - выпускное окно; 8 - выпускной трубопровод УД; 9 - конденсатор

Исследования показали, что утилизация теплоты ОГ с помощью такого двигателя позволяет повысить не только мощностные, но и экономические показатели силовой установки, а также существенно снизить дымность и токсичность ОГ [2]. Важнейшим элементом такой системы является тепловой аккумулятор (ТА), обеспечивающий стабилизацию температуры ОГ ПДВС перед их поступлением в УД, поскольку температура эта существенно изменяется в процессе работы на различных режимах, что снижает эффективность утилизации.

Работает УД следующим образом. В момент, когда при движении поршня от ВМТ к НМТ его верхняя кромка начнет открывать впускное окно, горячие ОГ дизеля попадают в цилиндр. При обратном движении поршня происходит сжатие поступивших в цилиндр ОГ дизеля. В ходе сжатия их температура существенно повышается. При приближении поршня к ВМТ

через форсунку в цилиндр впрыскивается вода. Происходит интенсивное парообразование. Пар, перегреваясь, расширяется, производя работу. Как только поршень начнет открывать выпускное окно, рабочее тело будет выходить из цилиндра. Затем описанный рабочий цикл повторяется.

Цель исследований. Цель настоящего исследования - оценить возможность повышения мощностных, экономических и экологических показателей ПДВС с помощью утилизационной системы (УС), включающей в себя ТА и поршневой двигатель с внутренним объемным парообразованием.

Результаты исследований. Для достижения указанной цели был разработан и изготовлен опытный образец УС, включающий в себя поршневой двигатель с внутренним объемным парообразованием и ТА, стабилизирующий температуру ОГ ПДВС перед их поступлением в УД. Была разработана математическая модель рабочего процесса УС, решение которой реализовано в системе визуального проектирования SIMULINK пакета MATLAB, и создана экспериментальная установка, в состав которой вошли: дизель КамАЗ-740; УС, включающая ТА и поршневой двигатель с внутренним объемным парообразованием; испытательный стенд DS-1036-4/N с измерительной аппаратурой; приборы для определения мощностных, экономических показателей дизеля и УД, дымности и токсичности ОГ; пьезоэлектрический двухлучевой индикатор давления типа 2780-S «Орион» для исследования рабочего процесса УД.

Адекватность разработанной математической модели была проверена и подтверждена (с достоверностью не менее 95 %) на 27 режимах работы силовой установки.

С помощью проведенных натурного и математического экспериментов было установлено, что на режимах работы дизеля КамАЗ-740, соответствующих условиям городской эксплуатации, утилизация теплоты 50 % его ОГ с помощью предложенной системы позволяет увеличить эффективную мощность силовой установки на 46,5 кВт (на 42 %); снизить часовой и удельный расходы топлива соответственно на 7,4 кг/ч и 66 г/(кВт·ч) (на 29,6 %); обеспечить снижение дымности отработавших газов на 35,2 %; концен-

трации оксида углерода - на 73 %; углеводородов - на 69 %; оксидов азота - на 30 %; суммарный выброс вредных веществ, приведенный к СО, - на 44 %. Использование при этом в утилизационной системе ТА дает возможность уменьшить колеблемость температуры ОГ с 27,3 до 8,7 %, т. е. на 68,1 %. Вследствие этого обеспечивается увеличение эффективной мощности силовой установки на 29,2 кВт (на 26,4 %); уменьшение часового и удельного расходов топлива соответственно на 4 кг/ч и 37 г/(кВт·ч) (на 16,1 %); снижение дымности ОГ на 0,2 %; концентрации оксида углерода - на 18 %; углеводородов - на 15 %; оксидов азота - на 1 %; суммарный выброс вредных веществ, приведенный к СО, - на 5 %.

Перспективы дальнейших исследований. Приведенные материалы убедительно свидетельствуют о целесообразности продолжения исследований рассмотренного в работе типа УС, которые проводятся в настоящее время в рамках типовой программы развития малой энергетики АО «Энерго» и программы НИОКР на 2002-2004 гг. РАО «ЕЭС России».

Выводы. Предложенная система утилизации теплоты ОГ ПДВС позволяет существенно повысить мощностные, экономические и экологические показатели последних. Разработанная математическая модель утилизационной системы дает возможность сократить продолжительность необходимого доводочного процесса.

Литература

1. Кукис В.С., Смолин А.Б., Богданов А.И. Двигатель для утилизации теплоты отработавших газов // Тр. Междунар. форума по проблемам науки, техники и образования.- М., 2000.- Т. 1.- С. 56-57.
2. Кукис В.С., Хасанова М.Л., Пятковская Н.А. Снижение токсичности отработавших газов военной автомобильной техники при утилизации их тепловых потерь // Науч.-метод. сб. ГАБТУ МО РФ.- Омск, 2001.- Вып. 50.- С. 50-53.

Поступила в редакцию 15.05.03

Рецензенты: канд техн. наук, проф. ЧВАИ, В. Козьминых, г. Челябинск; д-р техн. наук, проф. Р.Х. Юсупов, АИУ, г. Челябинск

МОДЕЛЬ И МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПРОЦЕССА РАСПАДА ТОПЛИВНОЙ СТРУИ В ДИЗЕЛЕ

В.В. Гаврилов, канд. техн. наук,

Государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург, Россия

Постановка проблемы. Для внедрения в транспортную энергетику энергосберегающих решений требуется всемерное совершенствование процессов, происходящих в её элементах. Важным процессом в дизеле является распад струи топлива, подаваемого форсункой. Он определяет качество распыливания топлива и последующего его сгорания. Актуальным вопросом считается разработка средств улучшения показателей распыливания.

Обзор публикаций и постановка задач. В специальной литературе не даются определения терминов "распад струи" и "распыливание топлива".

До сих пор отсутствует общепринятая точка зрения на природу распада струи. В зависимости от того, какой из факторов распада считается определяющим, известные модели можно условно разделить на три группы, в которых распад рассматривается как результат: 1) развития в сплошной струе поверхностных колебаний; 2) кавитации в сопловом канале; 3) развития турбулентности потока. Не объяснено взаимодействие указанных механизмов. Отсутствует методика расчёта, которая наряду с размерами частицы топлива позволяла бы определять начальный вектор её скорости в момент отрыва от сплошной струи. Некоторому восполнению отмеченных пробелов посвящена данная работа.

Физическая картина распада струи. Прежде уточним упомянутые термины. Может быть предложено следующее их толкование. "Распад" - представляет собой общее понятие, означающее нарушение сплошности жидкой струи в целом или ее фрагмента. "Распыливание" – вид распада, при котором сплошная или пузырьковая жидкость преобразуется в смесь газа или пара с каплями (газовзвесь).

На основе обобщения известных научных фактов и результатов теоретических исследований можно составить физическую картину распада. В процессе истечения топлива из форсунки в сопловом канале образуется сложная турбулентная структура, состоящая из вихрей различных масштабов. Можно выделить две основные вихревые системы. Система крупномасштабных кольцевых вихрей формируется при обтекании входной кромки канала в результате образования отрывного течения. Вторая вихревая структура представляет собой систему мелкомасштабных вихрей, возникающую в области пограничного слоя как проявление пристенной турбулентности, которая порождается взаимодействием потока топлива с микронеровностями поверхности канала. Масштаб турбулентности увеличивается в направлении от стенки к ядру потока. Режим течения в канале зависит от относительного скоростного напора, который может быть выражен через отношение перепада давления на сопле к противодавлению среды $K = \Delta P / P_2$. С ростом перепада давления при $K \geq 1,3-2,0$ [1] начинается процесс внутриканального распада струи, проявляющийся в возникновении кавитации в зоне отрыва в ядрах крупномасштабных кольцевых вихрей. С последующим увеличением $K \geq 10,0-12,5$ кавитация развивается и в пристенных мелкомасштабных вихрях.

Можно предложить следующую интерпретацию взаимодействия турбулентного и кавитационного механизмов распада. Энергия турбулентности расходуется на образование внутривихревых кавитационных разрывов сплошности. При перемещении каверн в зависимости от изменения локальной скорости вращения вихря и статического давления периодически

происходит их рост и схлопывание. Процесс схлопывания каверн подпитывается энергией турбулентное движение. Таким образом, имеет место непрерывный обмен механической энергией (на общем фоне её диссипации) между турбулентным и кавитационным механизмами распада.

Отделение частицы топлива от сплошной струи или её фрагмента происходит в момент преодоления локального баланса сил инерции, вязкости, поверхностного натяжения, внутреннего и внешнего давлений. Размер образующейся частицы топлива зависит от локального масштаба турбулентности. На оси струи формируются крупные частицы, на периферии её сечения – мелкие. Тонкость распыливания в значительной мере определяется параметрами пристенной турбулентности.

Завершение распада сплошной струи и вторичное дробление капель могут происходить вне сопла, в цилиндре дизеля [2]. При этом некоторое силовое воздействие на струю и капли оказывает заряд цилиндра. Последующая коагуляция движущихся в струе капель, на возможность которой указывают ряд авторов, маловероятна в силу того, что расстояние между каплями несоизмеримо велико по отношению к их размеру.

Справедливость тезиса об определяющем влиянии пристенной турбулентности на распыливание может быть подтверждена ссылкой на результат экспериментального исследования распределения относительной интенсивности турбулентности

$$\varepsilon = \sqrt{w'^2} / w$$

по радиусу r поперечного сечения воздушного потока, выходящего из модели цилиндрического сопла при различных числах Рейнольдса [3]. Этот результат показан на рис. 1. Из рисунка видно, что изменение режима течения (который, как известно, определяет качество распыливания топлива форсункой) влияет преимущественно на параметры пристенной турбулентности и практически не влияет на турбулентность в ядре течения.

Важный аспект картины распада струи представляет собой наличие и форма поверхности разрыва сплошности в сопловом канале.

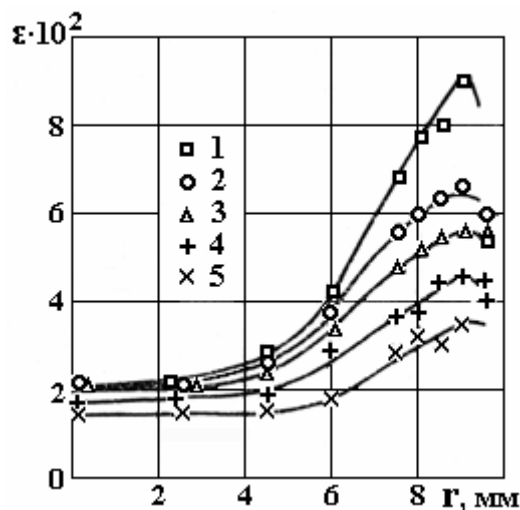


Рис. 1. Распределение относительной интенсивности турбулентности по сечению потока, выходящего из цилиндрического сопла:

- 1 – Re=6900;
- 2 – Re=10100;
- 3 – Re=13250;
- 4 – Re=17700;
- 5 – Re=22600

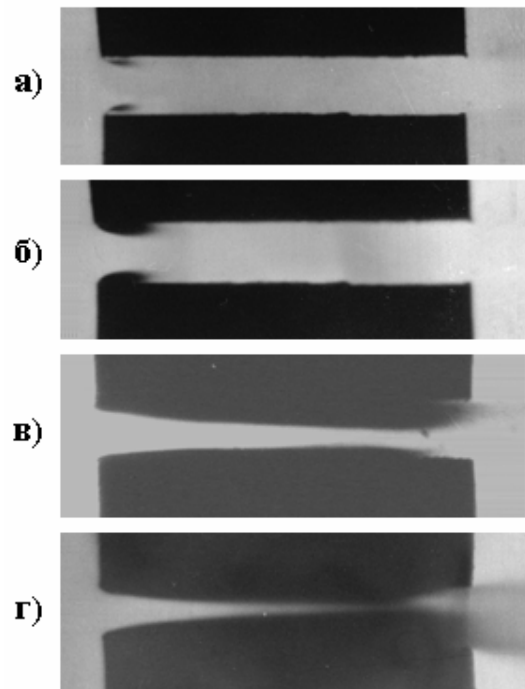


Рис. 2. Развитие зоны вихревой кавитации в сопловом канале при увеличении относительного скоростного напора K :

- а) $K=2,0$;
- б) $K=3,4$;
- в) $K=4,0$;
- г) $K=15,0$

С.А. Скоморовским в наших совместных работах [2] получены экспериментальные данные о форме этой поверхности, которые приведены на рис. 2. Здесь представлены микрофотографии потока дизельного топлива внутри плоской оптически прозрачной модели канала, выполненные в проходящем свете. Поток направлен слева направо.

На рисунке показаны момент зарождения на входной кромке канала и последующее развитие области вихревой кавитации при увеличении относительного скоростного напора от $K = 2,0$ (рис. 2а) до $K = 15,0$ (рис. 2 г). Последнее значение соответствует режиму истечения топлива в современном дизеле при максимальном давлении впрыскивания. Можно видеть, что поверхность разрыва сплошности при K , имеющих существенное значение для реального процесса подачи топлива, имеет клиновидную форму. Есть основания предположить, что в канале обычного круглого сечения указанная поверхность близка к конической.

Представленную физическую картину следует иметь в виду при математическом моделировании распыливания топлива.

Математическая модель и методика расчёта. Ввиду указанной выше решающей роли турбулентных пульсаций в акте отделения капли топлива от сплошной струи для расчёта диаметра образующейся капли можно было бы принять соответствующую зависимость, полученную О.Н. Лебедевым теоретическим путём [4]. Однако определить входящую в эту зависимость поперечную пульсационную скорость w'_{fy} не представляется возможным. Поэтому предлагается решить обратную задачу: по известному диаметру капли d_k , который может быть рассчитан по одной из известных методик, пользуясь упомянутой зависимостью, вычислить пульсационную скорость

$$w'_{fy} = K_w \sqrt{\sigma_f / (\rho_f d_k)},$$

где σ_f , ρ_f – соответственно коэффициент поверхностного натяжения и плотность топлива;

K_w – коэффициент, которым учитываются, в частности, вязкость топлива, форма и размеры сопла.

Пренебрегая радиальными скоростями осреднённого движения в сплошной струе, примем, что в момент отделения капли пульсационная скорость потока равна начальной радиальной скорости капли: $w'_{fy} = w_{fy}$.

Заметим, что в соответствии с формулой капли большого диаметра получают малую начальную скорость. Это одна из причин, которая не позволяет крупным каплям продвинуться на периферию поперечного сечения струи. Сделанный вывод согласуется с известным фактом, в соответствии с которым крупные частицы сосредоточены в области оси струи.

Очевидно, вектор начальной скорости капли направлен нормально поверхности разрыва сплошности. Это означает, что направление вектора зависит от локальной ориентации в пространстве поверхности разрыва. На основании результатов экспериментальных исследований, приведенных на рис. 2, примем, что в процессе распыливания топлива в сопловом канале имеет место поверхность разрыва сплошности конической формы. Соответствующая схема показана на рис. 3.



Рис. 3. Схема распада топливной струи в сопловом канале форсунки

Учитывая описанную выше сложную структуру течения в канале, а также вывод о том, что кавитационный распад в крупномасштабных вихрях начинается при относительно малом скоростном напоре K [1], можно заключить, что обнаруживаемая в экспериментах поверхность разрыва формируется за счет крупномасштабной турбулентности. Предположим, что

между параметрами турбулентности различных масштабов в геометрически подобных соплах и при аналогичных условиях истечения топлива существует определенное соотношение. Тогда и для образования капель, вызванного мелкомасштабными пульсациями, можно представить условную коническую поверхность разрыва сплошности. Геометрические параметры этой условной поверхности некоторым образом связаны с аналогичными параметрами "видимой" поверхности. В варианте методики расчёта процесса распыливания, в которой определяется не спектр размеров капель, а их средний диаметр, поверхность сплошной струи может быть представлена единым конусом, размеры которого определяются текущим режимом истечения. Такая "геометрическая" интерпретация помогает наглядно представить взаимосвязь факторов распыливания

Если изложенные соображения справедливы, то коэффициент K_w в формуле должен зависеть от текущего расчётного угла ψ конуса поверхности разрыва сплошности. При увеличении угла конуса проекция нормального вектора (неизменного по модулю) на радиальную плоскость уменьшается, следовательно, K_w также уменьшается.

Предложенная упрощенная модель наряду с наглядностью картины распада позволяет описать и объяснить наблюдавшуюся нами, а также и другими исследователями стабилизацию ширины распыленной струи при увеличении давления впрыскивания топлива. Известно, что с увеличением давления впрыскивания (следовательно, с ростом скорости истечения) длина сплошного жидкого столба топлива сокращается. Очевидно, что пульсационные скорости и, соответственно, модули нормальных векторов начальных скоростей капель при этом возрастают. Но ожидаемого увеличения ширины струи не происходит, так как проекция указанных векторов на радиальное направление не увеличивается.

Для того чтобы воспроизведение рассмотренной картины расчётом стало возможным коэффициент K_w в формуле должен определенным образом зави-

сеть от высоты сплошного жидкого столба, то есть от режима истечения, свойств топлива и конструктивных параметров сопла.

Дисперсность распыливания топлива может быть оценена функцией распределения капель по размерам Розина-Раммлера.

Итак, главная особенность предложенной методики расчета распада состоит в том, что наряду с дисперсностью распыливания топлива она дает возможность определения вектора начальной скорости капель, образующихся при распаде.

Выводы. Представленная в данной статье физическая картина распада струи и разработанная на её основе методика расчёта позволяют определить пути целенаправленного воздействия на процесс распыливания, обеспечивающего высокое качество смесеобразования и сгорания топлива в дизеле.

Литература

1. Скоморовский С.А. Гидродинамика течения топлива в сопловых каналах дизельной форсунки и её влияние на структуру топливного факела: Автореф. дис. ... канд. техн. наук.— Л.: ЦНИДИ, 1988.— 18 с.
2. Гаврилов В.В., Скоморовский С.А. Влияние вихревой кавитации на распыливание топлива в дизелях // Вестник Комсомольского-на-Амуре гос. техн. ун-та: Сб. науч. тр.— 1995.— Вып. 1.— С. 54–60.
3. Лебедев О.Н. К вопросу о распыливании топлива дизельными форсунками // Изв. Сиб. отд. АН СССР, Сер. Техн. науки, 1977.— Вып. 1, № 3.— С. 40–44.
4. Лебедев О.Н. Исследование некоторых вопросов смесеобразования в судовых четырёхтактных дизелях.— Новосибирск: НИИВТ, 1970.— 94 с.

Поступила в редакцию 5.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. А.Н. Дядик, гос. морской технический университет, г. Санкт-Петербург; канд. техн. наук В.Е. Уткин, зам. начальника Инженерного центра ФГУП «Адмиралтейской верфи».

МЕТОДИКА И ПРОГРАММА РАСЧЕТА ЛОКАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ

В.Ю. Мащенко, аспирант,

Государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург, Россия

Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами

Обеспечение высоких экономических и экологических показателей, а также показателей надёжности дизелей является актуальной проблемой энергетики. Решение этой проблемы невозможно без согласования конструктивных параметров топливной аппаратуры (ТА) и камеры сгорания (КС) дизеля. Эффективным средством для снижения стоимости и трудоемкости доводки дизелей является применение математических моделей смесеобразования и сгорания топлива. В настоящее время ощущается острая нехватка моделей, позволяющих решать указанную задачу. Данная работа направлена на восполнение отмеченного пробела.

Обзор публикаций и постановка задачи

Главная особенность развития современной теории ДВС состоит в расширении "локального подхода" при моделировании процессов в цилиндре. Известно, что неравномерность поля локальных параметров рабочего тела существенно влияет на процессы образования продуктов горения топлива, наиболее токсичными из которых являются оксиды азота (NOx). Поэтому при расчёте их эмиссии локальный подход необходим. Важным шагом в этом направлении следует считать уточнение расчёта поля температур в камере сгорания, что даст возможность исследовать влияние, в частности, профиля КС и характеристики впрыскивания топлива на рабочий процесс.

В отечественной практике до настоящего времени широко распространена модель Н.Ф. Разлейцева. Ей в наибольшей мере свойственна направленность на решение практических задач. Однако указанная

модель содержит значительное количество эмпирических величин, ограничивающих её универсальность. Другие современные модели не учитывают важные конструктивные параметры, например форму КС [1].

В практике современного мирового дизелестроения применяются ряд сложных и дорогостоящих программных продуктов (KIVA, Star-CD, FIRE и др.). Однако они требуют задания большого количества трудно определяемых начальных и граничных условий, что осложняет их использование.

Настоящее исследование посвящено разработке теоретически обоснованной методики и соответствующей программы расчёта локальных внутрицилиндровых процессов с учетом влияния конструктивных и регулировочных параметров ТА, КС и заряда цилиндра.

Результаты работы

Комплексная математическая модель топливоподачи и внутрицилиндровых процессов [2], представляющая собой теоретическую основу предлагаемой методики расчёта, включает в себя подмодели локальных процессов распада топливной струи, ее движения и взаимодействия со стенками КС, тепломассообмена, процессов воспламенения и горения [3], образования окиси азота.

В предлагаемой программе реализованы математические подмодели следующих элементарных процессов: топливоподачи, распада струи топлива на капли, развития испаряющейся топливной струи, перемешивания паров топлива с газом, предпламенных реакций, горения и образования NO. В качестве исходных данных требуются параметры

ТА и КС, теплофизические свойства топлива и воздуха в цилиндре, некоторые эмпирические коэффициенты и параметры расчётной сетки. Главными результатами расчёта являются показатели рабочего цикла, индикаторная диаграмма, характеристики тепловыделения, характеристика эмиссии NO_x . В качестве промежуточных результатов выводятся характеристика топливоподачи, поля концентраций и скоростей компонентов рабочего тела, поля температур и давлений. При этом важно отметить, что сопоставление результатов работы программы с экспериментом проведено не только для расчетных индикаторной диаграммы и характеристик тепловыделения, но также и для расчётов промежуточных процессов.

Процесс топливоподачи рассчитывается с использованием известной динамической модели с некоторыми нашими уточнениями. Эти уточнения существенно повлияли на адекватность расчетной характеристики впрыскивания для современных форсированных дизелей, имеющих высокие давления и скорости движения топлива в каналах ТА. Результатом этого расчета является характеристика впрыскивания, которая одновременно используется в качестве исходного данных для расчёта распада и развития топливной струи.

При моделировании распада струи рассчитывается полидисперсное распыливание топлива. Особенность методики состоит в том, что наряду с размером образующейся частицы топлива определяется вектор её начальной скорости.

Подмодель развития топливной струи построена на базе уравнений, описывающих комплекс процессов: продвижение капель, формирование спутного газового потока, взаимодействие двухфазной струи со стенками КС.

Топливная струя отдает часть количества движения окружающему газу, следовательно, инициирует движение газового потока. Этот процесс

моделируется наложением на потенциал потока потенциала плоского диполя.

Газовый поток считается потенциальным. Это допущение дало возможность П.А. Щукину за счет использования метода конформных отображений впервые получить аналитическое решение задачи обтекания реального профиля КС топливной струей.

Конвективный тепломассообмен при испарении капель топлива моделируется с использованием уравнений Ранца–Маршалла. При этом по методике, составленной В.В. Гавриловым, учитываются температурная и концентрационная неоднородности рабочего тела, а также распределение относительной интенсивности турбулентности.

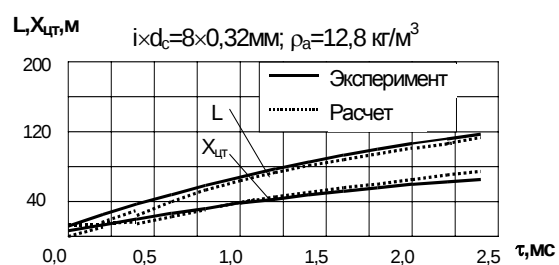


Рис. 1. Характеристика дальности струи и положения центра масс топлива в ней

При моделировании процесса развития топливной струи сравнивались расчетные характеристики дальности, положения центра масс топливной струи, распределения средних скоростей топлива и воздуха в струе с результатами экспериментов, выполненных В.В. Гавриловым. Некоторые из этих данных получены впервые. На рис. 1 представлены соответствующие расчётные и экспериментальные характеристики для топливной аппаратуры дизеля типа ДН23/30. Как видно из рис. 1, координата центра тяжести массы впрыснутого топлива $X_{цт}$ находится на расстоянии, примерно соответствующем половине дальности струи. Это замечание справедливо для всего времени впрыскивания. Следовательно, предполагаемое некоторыми авторами необратимое накапливание основной массы топлива в головной части струи не подтверждается ни экспериментом, ни расчетом по нашей программе.

Подмодель перемешивания многокомпонентного полифазного рабочего тела базируется на уравнениях конвективного тепломассопереноса для локальных ячеек. При этом в качестве исходных данных для расчета принимается поле скоростей и поля концентраций паровой, жидкой и газовой фаз на момент времени τ , а в качестве результатов расчёта получаются поля концентраций через расчетный интервал времени $\tau + \Delta\tau$.

Модель предпламенных реакций реализована с использованием теоретических разработок [3]. Она учитывает так называемые цепное и тепловое ускорения реакций, а также зависимость их скорости от локальных концентраций реагентов.

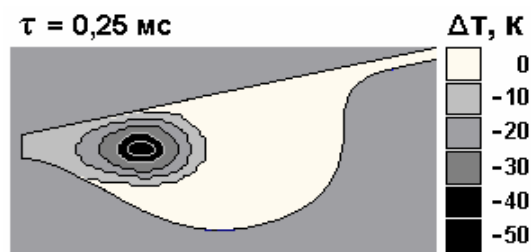


Рис. 2. Расчетное поле температур в КС

На рис. 2 представлено расчётное исследование поля температур газовой фазы в испаряющейся топливной струе дизеля ДН23/30 на момент времени 0,25 мс от начала впрыскивания (ось соплового отверстия направлена горизонтально). Как видно из рис. 2, в центре струи наблюдается снижение температуры. Анализ поля температур для моментов времени, близких к окончанию периода задержки воспламенения, позволяет определить положение очагов пламени.

Горение топлива и эмиссия окислов азота в продуктах сгорания моделируются с использованием кинетических уравнений. Средние по цилиндру параметры (давление, температура, доля выгоревшего топлива, масса образовавшегося NO_x) вычисляются путем интегрирования соответствующих локальных параметров.

При расчетах рабочего процесса дизеля с экспериментом сравнивались расчётные индикаторные диаграммы, характеристики

тепловыделения и индикаторные показатели рабочего процесса. Анализ показал, что отклонения расчетных результатов от экспериментальных лежат в пределах, сопоставимых с погрешностью эксперимента.

Выводы

Разработана методика и создана соответствующая программа расчета цикла дизеля с определением характеристик локальных параметров рабочего тела. Адекватность моделирования элементарных процессов смесеобразования и сгорания, а также промежуточных стадий комплекса процессов подтверждена экспериментами. Использование программы в практике доводки дизелей способствует получению их высоких технико-экономических и экологических показателей.

Литература

1. Голосов А.С. Разработка и экспериментальная проверка метода расчета концентраций оксидов азота в дизелях на основе многозонной модели рабочего процесса: Автореф. дис... канд. техн. наук / МГТУ им. Н.Э. Баумана.– М.; 2003.– 16 с.
2. Гаврилов В.В., Щукин П.А., Машенко В.Ю. Совершенствование комплексной математической модели рабочего процесса дизеля с объемным смесеобразованием // Сб. материалов юбилейной. науч.-техн. конф. 20 сентября 2000.– СПб.: ГМТУ, 2000.– С. 10–11.
3. Гаврилов В.В. Кинетика процессов воспламенения и горения топлива в дизеле с объемным смесеобразованием // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 2002.- Вып. 30. Двигатели и энергоустановки.– С. 43–45.

Поступила в редакцию 12.05.03

Рецензенты: ст. преп. В.А. Плотников, каф. судовых ДВС и дизельных установок, гос. морской технический университет, г. Санкт-Петербург; канд. техн. наук В.Е. Уткин, зам. начальника Инженерного центра ФГУП «Адмиралтейской верфи».

МЕТОД ОЦЕНКИ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

И.И. Неяченко, ведущий инженер-конструктор,

Научно-технический центр ОАО "АВТОВАЗ", г. Тольятти, Российская Федерация

Введение

Ужесточение стандартов по ограничению токсичности отработавших газов автомобилей вынуждает разработчиков автомобильной техники обращать всё большее внимание на оптимизацию фазы холодного пуска и прогрева. Современный легковой автомобиль, оснащенный системами электронного управления двигателем и каталитической очисткой отработавших газов, на этой фазе выбрасывает до $70 \div 80\%$ от суммарного выброса продуктов неполного сгорания топлива СО и НС при испытании по стандартному городскому циклу и температуре $t = 20^\circ\text{C}$. При понижении температуры до $t = -7^\circ\text{C}$ эти выбросы увеличиваются в абсолютном значении в $2.5 \div 4$ раза [1]. Автомобиль, удовлетворяющий нормам ЕВРО-3, выбрасывает в атмосферу 80% эмиссии НС в первые 40 секунд после холодного пуска двигателя [2].

Основными причинами повышенной токсичности о.г. на данном режиме являются:

во-первых, неоптимальная работа двигателя вследствие ухудшения смесеобразования и вынужденного обогащения смеси, а также вследствие неоптимального управления;

во-вторых, задержка вступления в работу каталитического нейтрализатора из-за необходимости его предварительного прогрева.

Как известно, недостаточно хорошее смесеобразование и, как следствие, присутствие топлива в виде пленки на стенках впускной системы двигателя представляет собой основную проблему для организации точного дозирования топливopодачи и полного сгорания рабочей смеси в цилиндрах на динамических режимах работы двигателя. Наибольшие затруднения возникают с понижением температуры двигателя и

при холодном пуске двигателя проблемы достигают максимума. Таким образом, определение массы топливной пленки во впускной системе может рассматриваться как основная оценка качества смесеобразования, по крайней мере, при пониженных температурах.

Для улучшения показателей бензинового двигателя на режимах пуска и прогрева применяются различные конструкторские разработки, направленные на улучшение смесеобразования на этих режимах. В частности, находят применение форсунки с улучшенными характеристиками распыления топлива, электроподогреватели и турбулизаторы смеси на впуске в цилиндры двигателя, системы быстрого прогрева с использованием тепловых аккумуляторов и т. п. [2, 3].

Как показано в ряде исследований, при отложении нагара на клапанах и стенках впускного тракта, орошаемых топливом, и/или изменении параметров факела распыления топлива форсунками также возникают изменения в настенном пленкообразовании и как следствие необходимость изменения калибровок топливopодачи [4, 5].

При испытаниях или разработке новых систем улучшенного смесеобразования в настоящее время, как правило, используются традиционные методы оценки, включающие в себя полномасштабные испытания двигателей и автомобилей, что дает исчерпывающий итоговый ответ, однако связано с большими трудовыми и материальными затратами.

В связи с приведенными обстоятельствами существует потребность в быстром и нетрудоемком количественном методе оценки смесеобразования, в частности, на режимах пуска и прогрева двигателя.

Выбор метода

Из известных подходов к анализу процессов смесеобразования наибольшее развитие получил метод, в основе которого лежит представление впускной системы двигателя в виде инерционного звена первого порядка по отношению к транспортировке топлива [6, 7].

Первоначально метод был предложен и получил развитие как основа стратегии управления топливopодачей на динамических режимах работы двигателя. Суть метода заключается в предварительном экспериментальном определении реакции двигателя на динамическое воздействие по каналу управления топливopодачей для различных условий работы двигателя и последующем использовании полученных коэффициентов динамической модели поведения топливной пленки во впускной системе двигателя для оперативной компенсации задержек в процессе реального управления. Такая стратегия успешно апробирована автопроизводителями и позволила получить существенное улучшение характеристик двигателя, в том числе на режимах холодного пуска [8], а также была положена в основу алгоритма адаптивного управления [5].

Однако приведенный метод предоставляет информацию о динамических свойствах двигателя и может быть использован для оценки систем смесеобразования. В работе [4] приводятся данные по такой оценке смесеобразования на режиме прогрева двигателя с системой распределенного впрыскивания топлива во впускной трубопровод. При этом было исследовано влияние различного направления топливного факела и характеристик испаряемости топлива на динамическое управление двигателем. В качестве возмущающего динамического воздействия на двигатель в процессе стендовых экспериментов использовалось быстрое (1 с) перемещение дроссельной заслонки из фиксированных положений при стабилизированной частоте вращения вала двигателя. Динамическая реакция двигателя определялась по сигналу широкополосного кислородного датчика (λ -метра) UEGO (universal exhaust oxygen sensor), установленного в выпу-

скающей системе двигателя и определяющего текущий состав смеси, поступившей в цилиндры. Такая процедура должна проводиться без компенсации задержек топлива во впускной системе и имеет смысл только для режимов устойчивой работы двигателя, т.к. возможные пропуски воспламенения в цилиндрах двигателя вносят искажения в показания кислородного датчика, что в свою очередь вызывает недопустимые погрешности в определении параметров динамической модели. Очевидно, для режимов холодного пуска двигателя такая процедура неприемлема как вследствие того, что нестабильность работы двигателя в таких условиях повышается, так и по причине отклонения процедуры от реальной – пуска двигателя происходит при постоянном положении дроссельной заслонки. Для исследований режимов пуска подходит тестовое возмущающее воздействие в виде “ступенчатого” изменения топливopодачи в пределах устойчивой работы двигателя на данном режиме. Правомочность такого подхода экспериментально проверена автором и подтверждается рядом исследований [8–10]. Такой подход был принят за основу в предлагаемом методе.

Цель исследований

Целью исследований являлась разработка метода быстрой оценки смесеобразования во впускных системах бензиновых двигателей внутреннего сгорания с преимущественным использованием для исследования режимов холодного пуска и прогрева двигателя.

Модель топливной пленки

Известно, что каждому установившемуся режиму работы двигателя, характеризуемого нагрузкой, скоростью вращения коленчатого вала, тепловым состоянием двигателя, соответствует вполне определенное количество топлива, находящегося в виде пленки на стенках впускного тракта. Переход от одного режима к другому приводит к переходному процессу по массе топливной пленки, что приводит к рассогласованию между количеством топлива, пода-

ваемого топливодозирующим устройством, и количеством топлива, поступающего в цилиндры.

Согласно принятой модели часть топлива X , впрыснутого форсункой, оседает на стенках впускного тракта в виде топливной пленки $\dot{m}_{in} = X \times G_{met}$, а оставшаяся часть $(1-X)$ увлекается воздушным потоком в цилиндры в виде пара и мелких капель. Унос топлива из топливной пленки осуществляется благодаря испарению и простому перетеканию по стенкам к впускному клапану. Скорость уноса принимается пропорциональной массе топливной пленки $\dot{m}_{out} = m/\tau$. Поясняющая схема приведена на рис. 1.

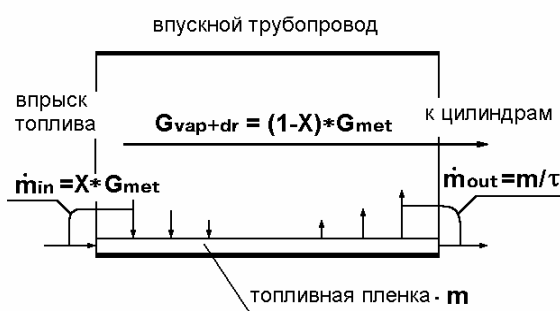


Рис. 1. Схема транспортировки топлива во впускном трубопроводе

Основные уравнения следующие:

$$G_{cyl} = G_{met} - dm/dt, \quad (1)$$

$$dm/dt = X \times G_{met} - m/\tau, \quad (2)$$

где G_{cyl} - расход топлива, поступающего в цилиндры двигателя;

G_{met} - расход топлива, подаваемого топливодозирующим устройством;

m - масса топливной пленки на стенках впускного тракта;

X - доля топлива, оседающего на стенках в виде топливной пленки (параметр м.м.);

τ - постоянная времени топливной пленки (параметр м.м.);

t - время.

Для стационарного режима работы двигателя при известных параметрах X и τ справедливо выражение

$$m_{ss} = G_{met} \times X \times \tau, \quad (3)$$

где G_{met} - секундный расход топлива;

m_{ss} - масса топливной пленки на стенках впускного тракта на стационарном режиме.

Применительно к стартерному режиму уравнение (3) дает оценку массы топливной пленки к моменту начала разгона двигателя, если в качестве τ принять время появления первых вспышек в цилиндрах двигателя.

Таким образом, измеряя массовый расход воздуха на впуске и соотношение воздух/топливо рабочей смеси в цилиндрах двигателя, например, по показаниям λ -метра в процессе выполнения тестовой процедуры, можно рассчитать параметры математической модели X и τ и, следовательно, массу настенной топливной пленки, характерную для данного теплового, скоростного и нагрузочного режима двигателя. Причем параметры модели X и τ , а также рассчитанная удельная масса настенной пленки, отнесенная к цикловой подаче топлива, будут характеризовать степень совершенства применяемой конструкции и могут использоваться в качестве одного из критериев сравнительной эффективности при выборе систем смесеобразования или их компонентов.

Процедура эксперимента и обработка данных

Отработка методики эксперимента проводилась на моторном стенде холодильной камеры при температурах до -20°C с использованием 4-цилиндрового двигателя – $V_h = 1.5$ л, 16 клапанов и системы распределенного впрыскивания топлива. Стенд оборудован электрической балансирной машиной, позволяющей поддерживать заданный скоростной режим независимо от нагрузки.

Процедура проведения эксперимента включала в себя:

- стабилизацию температуры двигателя и его компонентов при температуре испытаний;
- пуск двигателя от динамометра (сцепление включено) и быстрый выход ($20 \div 30$ с) на заданный режим по частоте вращения коленчатого вала и составу смеси. Положения регулятора холостого хода и дроссельной заслонки устанавливаются до начала эксперимента;

- прогрев двигателя до рабочей температуры ($t_{0.ж.} = 80^{\circ}\text{C}$) при постоянных частоте вращения коленчатого вала и регуляторов наполнения двигателя;
- при окончании процедуры двигатель прогревается под нагрузкой 50% при $N = 2000 \text{ мин}^{-1}$ в течение 10 мин для подготовки следующего эксперимента

В процессе прогрева производится ступенчатое изменение подачи топлива по команде управляющего компьютера. Очередное переключение по составу смеси производится после достижения стабилизации показаний λ -метра UEGO ($10 \div 15 \text{ с}$).

При испытаниях измеряются с непрерывной регистрацией данные по частоте вращения вала двигателя (N), составу смеси по сигналу кислородного датчика (λ), расходу воздуха, длительности открытия форсунок (INJ), температуре охлаждающей жидкости ($T_{ож}$), воздуха, топлива.

На рис. 2 приведен пример записи измеряемых параметров в процессе проведения эксперимента со ступенчатым изменением подачи топлива.

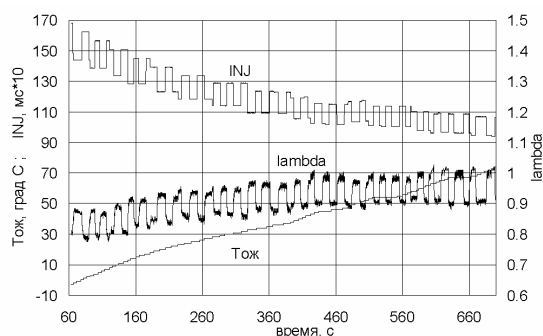


Рис. 2. Пример записи измеряемых параметров при выполнении тестовой процедуры

Для поддержания состава смеси, близкого к реальному в процессе эксперимента по мере прогрева двигателя проводилось ступенчатое уменьшение базовой подачи топлива с интервалами 30 ч 60 с. Благодаря применению быстродействующего анализатора смеси LA-4 (90% сигнала менее чем за 0.05 с) и системы скоростного сбора данных ф. ETAS (частота опроса на измерительный канал до 100 Гц) измеряемый сигнал по составу смеси фиксировался практически без искажений. На рис. 3 приведен фрагмент записи сигнала анализатора смеси.

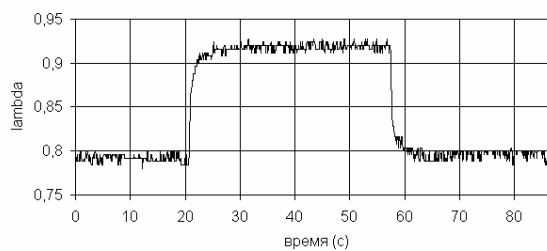


Рис. 3. Фрагмент записи сигнала λ -метра

После обработки измеренных значений λ -метра и расходомера воздуха получается сигнал переходного процесса по расходу топлива. Выделенный полезный сигнал в свою очередь подвергается обработке по методу минимизации суммы квадратичных отклонений с процедурой оптимизации по методу Нелдера-Мида в целях аппроксимации экспериментальной кривой экспоненциальной функцией. Подобранные таким образом коэффициенты экспоненты и являются параметрами модели для данного режима работы двигателя. На рис. 4 приведен выделенный полезный сигнал и его аппроксимация по описанной выше процедуре.

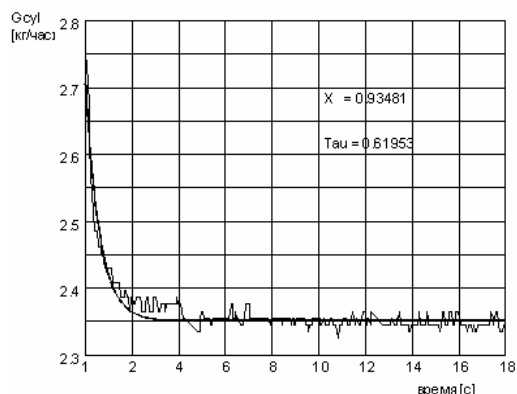


Рис. 4. Аппроксимация переходного процесса

Результаты исследований

Оценка смесеобразования по приведенной выше методике была проведена для режима прогрева двигателя на холостом ходу при частоте вращения вала $N = 1000 \text{ мин}^{-1}$ после его пуска при $t = -10^{\circ}\text{C}$.

В результате были определены зависимости параметров X и τ от температуры охлаждающей жидкости $t_{0.ж.}$ измеряемой стандартным датчиком ЭСУД (см. рис. 5). На графике приводятся как эксперимен-

тальные данные после обработки, так и их линейная аппроксимация.

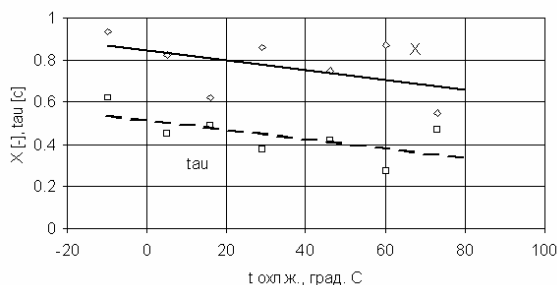


Рис. 5. Зависимость параметров X и τ от температуры охлаждающей жидкости

Несмотря на некоторый разброс данных, присутствует определенная закономерность в изменении параметров. Как видно с прогревом двигателя происходит существенное изменение параметров X и τ , что является следствием изменения условий смесеобразования. Доля топливной пленки X , характеризующая интенсивность процессов пленкообразования во впускных каналах, в среднем уменьшается с $X = 0.88$ при $t = -10^\circ\text{C}$ до $X = 0.66$ при $t = 80^\circ\text{C}$. Таким образом, при $t = -10^\circ\text{C}$ даже на режиме холостого хода в двигатель в виде испаренного топлива по данной оценке попадает лишь 12% от поданного количества. Постоянная времени топливной пленки τ , характеризующая скорость реакции двигателя на изменение топливоподачи, уменьшилась при этом в среднем с $\tau = 0.53$ с при $t = -10^\circ\text{C}$ до $\tau = 0.32$ с при $t = 80^\circ\text{C}$.

Как уже упоминалось ранее, более универсальным параметром, характеризующим качество смесеобразования, может служить приведенная масса топливной пленки, скапливающейся на стенках впускных каналов на том или ином стационарном режиме работы двигателя – $M_{пр.}$, выраженная в эквивалентах цикловой подачи топлива на данном режиме (см. рис. 6). Обозначения “0.8/0.9” и “0.9/0.8” соответствуют процедуре переключения состава смеси при эксперименте с $\lambda=0.8$ на $\lambda=0.9$, и наоборот.

Как видно, на данном режиме масса топливной пленки достигает 17-18 цикловых подач при $t = -10^\circ\text{C}$ и уменьшается до 9-10 при $t = 80^\circ\text{C}$ и, таким образом,

в процессе прогрева двигателя приведенная масса топливной пленки уменьшается практически в два раза. Реально в процессе прогрева двигателя изменение массы топливной пленки может быть еще большим в связи с обеднением состава смеси при прогреве до $\lambda = 1.0$ и более. Такую оценку при необходимости можно сделать, выполняя процедуру переключения в районе $\lambda = 1.0$.

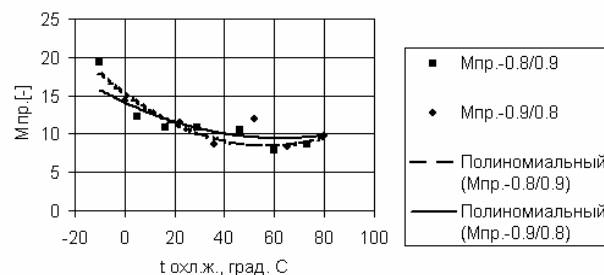


Рис. 6. Изменение массы топливной пленки $M_{пр}$ при прогреве двигателя

Таким образом, выполняя описанную экспериментально-расчетную процедуру на двигателях с опытными системами смесеобразования (например электроподогрев топливовоздушной смеси, топливные форсунки с улучшенными параметрами смесеобразования и т.д.), можно количественно оценивать эффективность этих систем, в том числе в отношении влияния на динамические качества двигателя.

Выводы

1. Представление процессов смесеобразования во впускной системе бензиновых двигателей с использованием математической феноменологической модели образования топливной пленки на стенках впускных каналов имеет ряд полезных применений. Такой подход потенциально позволяет

- модернизировать алгоритм управления топливоподачей на динамических режимах работы двигателя, включая холодный пуск;
- автоматизировать поиск оптимальных калибровок топливоподачи при пуске, что в свою очередь позволит облегчить и сократить затраты на проведение калибровочных работ;

– разработать алгоритм самоадаптации к качеству используемого топлива в процессе эксплуатации автомобиля;

– количественно оценивать эффективность различных систем питания в отношении качества смешения на динамических режимах;

– проводить экспресс-анализ технического состояния систем питания и характеристик применяемого топлива, влияющих на динамические показатели и пусковые качества двигателя.

2. Проведенные расчетно-экспериментальные исследования показали заметный разброс рассчитываемых параметров математической модели и чувствительность к выбору параметров переходного процесса (установившиеся значения до и после переключения состава смеси, момент переключения). Для уменьшения разброса и получения однозначных результатов необходимо уточнить расчетные методы и ввести критерии параметров переходного процесса по составу смеси во время тестовой процедуры.

Автор выражает признательность и благодарит проф. Б.Я. Черняка ТУ МАДИ г. Москва за ценные дискуссии и методологическую поддержку, инж. И.В. Бурцева НТЦ АВТОВАЗ г. Тольятти за содействие в проведении расчетных исследований, а также сотрудников управления проектирования двигателя НТЦ АВТОВАЗ, участвовавших в проведении экспериментов.

Литература

1. Laurikko J. Emissions Performance of Current TWC Vehicles at Low Ambient Temperature over FTP and ECE Test Cycles // SAE Pap. No 940933.

2. Kemmler R., Waltner A., Schon C., Godwin S. Current Status and prospects for gasoline Engine Emission Control Technology – Paving the Way for Minimal Emissions // SAE Pap. No 2000-01-0856.

3. Kishi N., Kikuchi S., Suzuki N., Hayashi T. Technology for Reducing Exhaust Gas Emission in Zero Level Emission Vehicles (ZLEV) // SAE Pap. No 1999-01-0772.

4. Russ S., Stevens J., Aquino C., Curtis E., Fry J. The Effects of Injector Targeting and Fuel Volatility on Fuel Dynamics in a PFI Engine During Warm-Up: Part 1, 2 // SAE Pap. No 982518, 982519.

5. Moraal P., Meyer D., Cook J., Rychlick E. Adaptive Transient Fuel Compensation: Implementation and Experimental Results // SAE Paper No 2000-01-0550.

6. Aquino C.F. Transient A/F Control Characteristics of the 5 Liter Central Fuel Injected Engine // SAE Pap. No 810494.

7. Hires S.D. and Overington M.T. Transient Mixture Strength Excursions - An Investigation of Their Causes and the Development of a Constant Mixture Strength Fueling Strategy // SAE Pap. No 810495.

8. Horie K., Takahashi H. and Akazaki S. Emissions Reduction During Warm-Up Period by Incorporating a Wall-Wetting Fuel Model on the Fuel Injection Strategy During Engine Starting // SAE Pap. No 952478.

9. Neyachenko I. Method of A/F Control During SI Engine Cold Start // SAE Pap. No 982521.

10. Shayler P.J., Teo Y.C., Scarisbrick A. Fuel Transport Characteristics of Spark Ignition Engines for Transient Fuel Compensation // SAE Pap. No 950067.

Поступила в редакцию 19.05.03

Рецензенты: канд. тех. наук, доц. кафедры "Тепловые двигатели" Скирков Н.Д., Государственный технический университет г. Тольятти; канд. тех. наук, директор проекта НТЦ ОАО "АВТОВАЗ" Коржов М.А., ОАО "АВТОВАЗ", г. Тольятти.

ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОТОКА НА ВХОДЕ НА РАБОТУ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

В.П. Герасименко, д-р техн. наук, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ,

Н.К. Рязанцев, д-р техн. наук, Ю.А. Анимов, канд. техн. наук,

КП "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", г. Харьков, Украина

Аэродинамические характеристики компрессоров в существенной мере зависят от конструкции входных патрубков. Эта зависимость определяется как посредством неравномерности потока перед компрессором, так и величиной гидравлических потерь в самом патрубке. Причем неравномерность потока характеризуется величинами и направлениями скоростей по окружности и высоте лопатки, а также полями давлений. КПД компрессора может снижаться за счет входных устройств на 3...4% и более [1, 2]. Кроме того, неравномерность потока перед компрессором приводит к снижению диапазона его устойчивой работы. А возможное при этом изменение предварительной закрутки потока смещает саму характеристику по расходу.

Входные патрубки осевого типа с конфузормым каналом обеспечивают наиболее равномерный поток в выходном сечении, а возможное снижение КПД компрессорных ступеней при этом за счет неравномерности потока обычно не превышает 0,5%. Трудности возникают при создании патрубков радиально-осевого типа, обеспечивающих поворот потока из радиального направления в осевое. Такие патрубки подразделяются на коленообразные, радиально-кольцевые, спиральные симметричные и несимметричные, или с тангенциальным подводом (входные улитки). Простые коленообразные входные патрубки применяют в тех случаях, когда не требуется обеспечение равномерных условий на входе в компрессор. При использовании входных патрубков спирального типа с тангенциальным подводом газа создается закрутка потока на входе в компрессор, которую необходимо учитывать наряду с неравномерностью полей скоростей и давлений.

По устройству симметричные радиально-кольцевые входные патрубки можно условно разделить на

два участка: входную камеру и кольцевой осесимметричный коллектор. Существуют оптимальные соотношения площадей проходных сечений на каждом из участков, обеспечивающие минимальные суммарные гидравлические потери в патрубке при минимальной радиальной и окружной неравномерности потока на выходе из патрубка [3].

В камере газ из одностороннего бокового подвода, распределяясь по окружности, разворачивается в радиальные направления к центру по всему кольцу. В кольцевом коллекторе этот поток поворачивается из радиального направления в осевое. У стенки камеры противоположно входу происходит соударение встречных пристенных струй с разворотом их на $\sim 90^\circ$. Такое столкновение струй, с одной стороны, является источником дополнительных потерь, а с другой - приводит к неравномерности потока в кольцевом коллекторе. Кроме того, оно может вызывать возникновение высокочастотных колебаний в потоке.

Исследования показывают [4], что размещение в этой части камеры ребра, разделяющего встречные потоки, или выполнение боковых стенок камеры в виде симметричных спиралей [5], обеспечивающих плавное стекание встречных потоков, значительно уменьшает потери и одновременно способствует выравниванию окружной неравномерности и устранению причин для развития колебаний. Изменение окружного положения разделительного ребра является эффективным средством регулирования компрессора [4]. На радиальную неравномерность поля скоростей на выходе из патрубка влияет наряду со степенью поджатия коллектора форма выпуклой поверхности осесимметричного конфузора-коллектора [2].

Представленный анализ свидетельствует о значи-

тельном влиянии входных патрубков на работу компрессоров посредством создания окружной и радиальной неравномерности и изменения предварительной закрутки потока на входе. Таким образом, указанное влияние может быть оценено учётом перечисленных искажений потока расчётным путем или на основе экспериментальных исследований.

Кроме того, особенно существенная радиальная неравномерность создаётся на входе в промежуточные ступени многоступенчатых центробежных компрессоров (ЦБК) за счёт переходных каналов [6]. Такая неравномерность ухудшает характеристики компрессора сильнее, чем окружная [2, 7].

Следует отметить, что если по осевым компрессорам (ОК) опубликовано значительное количество исследований по влиянию неравномерности потока на их работу, например [8, 9, 10], то по ЦБК количество публикаций ограничено [2]. Причём для осевых компрессоров очень развиты расчётные методы оценки такого влияния, тогда как для центробежных компрессоров они практически отсутствуют. Учитывая широкое применение ЦБК в малоразмерных авиационных силовых установках, газотурбинном наддуве дизелей, газоперекачивающих агрегатах в условиях окружной или радиальной неравномерности потока на входе, весьма актуальной задачей является создание расчётных методик оценки влияния неравномерности потока на работу ЦБК.

Целью данной статьи является развитие методик учёта влияния входной неравномерности потока на характеристики ОК в приложении к ЦБК. Большинство из методик расчёта влияния окружной неравномерности потока на входе в осевой компрессор на его характеристики построено на основе модели “параллельной” работы компрессоров [9, 10]. В качестве основных предположений в такой модели обычно используют допущения [8]:

- повышение давления в компрессорной ступени на каком-либо окружном участке является функцией местного коэффициента расхода в соответствии с характеристикой ступени, полученной при равномерном потоке;
- условие выравнивания статического давления по окружности за ступенью.

В первом предположении заложено условие малости нестационарных эффектов и отсутствие поперечных перетеканий.

Аналогичная квазистационарная постановка задачи была принята в работе [11] по изучению влияния следов за лопатками входного направляющего аппарата на характеристику осевой вентиляторной ступени. Несмотря на то, что в данном случае нестационарные эффекты должны быть более существенными, чем при анализе влияния окружной неравномерности потока с одним периодом, ввиду отличий в частотах возмущений (числах Струхалю), получено удовлетворительное совпадение расчётных и экспериментальных результатов. Очевидно, что одной из причин такого совпадения результатов явились условия их сопоставления, когда искажение потока следами (“дефект” скорости) составило $V_{\max}/C_{1t} = 0,142$ при испытанном осевом зазоре между входным направляющим аппаратом и рабочим колесом. То есть максимальное уменьшение расходной скорости в следе относительно расчётного режима составляло около 14%, что для данной ступени соответствовало бесрывному обтеканию профилей лопаток.

В то же время в работе [12] обнаружено, что применение модели “параллельной” работы компрессоров для анализа влияния окружной неравномерности на характеристику рабочего колеса компрессорной ступени при искажениях потока, которые смещают режим работы в срывную область характеристики, возможно только при условии, если на “срывных” режимах принять максимальный напор по характеристике. Физической основой такого условия являются процессы запаздывания срыва потока на профилях лопаток [13]. Проявление инерционных эффектов запаздывания срыва потока приводит к увеличению критических углов атаки примерно в 1,5 раза в сравнении со стационарным отрывом, а коэффициент аэродинамической нагрузки при этом возрастает примерно в 1,4 раза.

Рассмотренные исследования осевых компрессорных ступеней в условиях окружной неравномерности потока на входе позволяют сделать вывод о допустимости использования квазистационарной постановки

подобных задач в области режимов с небольшими амплитудами искажений скоростей на входе, когда не достигаются условия динамического срыва потока с решеток профилей. Центробежные компрессорные ступени обычно менее чувствительны к развитию срывных процессов, чем осевые, а поэтому возможно применение подобных расчетных моделей при исследовании режимов работы ЦБК в условиях неравномерности потока на входе.

Согласно выполненным авторами экспериментальным исследованиям полей скоростей и давлений по окружности и радиусу в поперечном сечении канала за входным коленообразным патрубком ЦБК с боковым подводом установлено, что искажение потока в окружном направлении близко к синусоидальному с периодом, равным длине окружности. Относительная величина удвоенной амплитуды скорости на среднем радиусе составляла: $\Delta \bar{C}_1 = \frac{C_{1\max} - C_{1\min}}{C_{1\text{ср}}} = 0,4$, т.е.

40%, а коэффициент гидравлических потерь в патрубке - $\xi = \frac{P_0^* - P_{1\text{ср}}^*}{\rho_1 C_{1\text{ср}}^2 / 2} = 0,26$. По справочным данным

для таких патрубков ЦБК в системе турбонаддува дизелей коэффициент потерь обычно находится в интервале $\xi = 0,1 \dots 0,25$, тогда как для осевых входных устройств авиационных газотурбинных двигателей $\xi = 0,01 \dots 0,06$, что соответствует коэффициенту восстановления полного давления $\sigma_{\text{вх}} = 0,97 \dots 0,995$.

Наличие параметров входной неравномерности потока позволяет определить её влияние на характеристики ступени ОК по модели “параллельной” работы [11] или рассчитать её прохождение через рабочее колесо по вариационному условию максимума потока механической энергии [12]. Применение этого условия может быть целесообразным также при расчётных оценках влияния неравномерности потока на входе на характеристики ступеней как осевых, так и центробежных компрессоров. Согласно условию реализуется такая форма течения, которая обеспечивает максимум

потока механической энергии I через определяющее сечение f при каком-либо фиксированном расходе газа:

$$\begin{cases} I = \int_f H \rho C_a df = \max; \\ G = \int_f \rho C_a df = \text{const}, \end{cases} \quad (1)$$

где в качестве определяющего сечения f в приложении к ЦБК принимаем поверхность “активного диска”, заменяющего рабочее колесо; H - действительный напор; ρ - плотность газа; C_a - расходная составляющая скорости потока на входе в рабочее колесо. Переход в этой изопериметрической задаче от исследования функционала I на условный экстремум к анализу на безусловный экстремум функционала:

$$I^* = \int_f (H \rho C_a - \lambda \rho C_a) df \quad (2)$$

позволяет с помощью вариационного уравнения Эйлера

$$\frac{\partial F}{\partial(\rho C_a)} - \frac{d}{df} \left[\frac{\partial F}{\partial(\rho C_a)'} \right] = 0,$$

где F - подынтегральная функция;

φ - окружная (или радиальная) координата; $(\rho C_a)' = \partial(\rho C_a) / \partial \varphi$, найти решение задачи в виде нелинейного уравнения:

$$\frac{\partial(H \rho C_a)}{\partial(\rho C_a)} - \lambda - \frac{d}{\varphi d\varphi} \left[\varphi \frac{\partial(H \rho C_a)}{\partial(\rho C_a)'} \right] = 0. \quad (3)$$

Учитывая то, что при анализе окружной неравномерности рабочее колесо ЦБК (где происходит подвод энергии) разделено в окружном направлении лопатками, препятствующими перетеканию потока в колесе по окружности, а также принимая во внимание плавность синусоидального изменения окружной неравномерности потока на входе, данное решение можно упростить:

$$\frac{\partial(H \rho C_a)}{\partial(\rho C_a)} \approx \lambda. \quad (4)$$

А при неизменности плотности по окружной координате ($\rho = \text{const}$) получим

$$\frac{\partial(H C_a)}{\partial(C_a)} \approx \lambda. \quad (5)$$

Для получения интегральных напорных характеристик ЦБК с помощью условия (5) при окружной

неравномерности потока, которая проявляется как нестационарность для рабочего колеса, необходимо располагать напорными характеристиками в каждой точке по окружной координате, то есть с учётом нестационарности обтекания лопаток колеса. Отсутствие таких характеристик требует дополнительных предположений. Например, использование предположения о квазистационарности приводит к модели “параллельной” работы окружных участков – секторов рабочего колеса ЦБК.

Величины осреднённых значений действительного напора $H_{ср}$ и расходной скорости за колесом $C_{2гр}$ или объёмного расхода $Q_{ср}$ в данной модели могут быть определены с помощью выражений, вытекающих из законов сохранения энергии и массы:

$$C_{2гр} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} C_{2г} d\varphi; \quad (6)$$

$$H_{ср} = \frac{1}{2\pi C_{2гр}} \int_0^{2\pi} H \cdot C_{2г} d\varphi, \quad (7)$$

где зависимость $H(C_{2г})$ под знаком интеграла представляет собой действительную напорную характеристику ЦБК $H(Q)$ при равномерном потоке на входе. Эта зависимость согласно многочисленным исследованиям ЦБК при числах Маха $M_{u2} \leq 0,6$ описывается квадратичной параболой вида [14]:

$$H = aQ^2 + bQ + c. \quad (8)$$

При синусоидальной форме окружной неравномерности потока с кратным числом периодов интегрирование выражений (6) и (7) с учётом (8) даёт средние значения расхода и действительного напора:

$$Q_{ср} = Q; \quad (9)$$

$H_{ср} = aQ_{ср}^2 + 1,5a\Delta Q^2 + bQ_{ср} + 0,5b\Delta Q^2 / Q_{ср} + c$, (10)
где Q – объёмный расход газа через компрессор при отсутствии неравномерности, равный среднему объёмному расходу при наличии синусоидальной неравномерности расходной скорости на входе; $\Delta Q = \Delta C_a Q_{ср} / C_{аср}$ – амплитуда колебаний расхода, определяемая по амплитуде колебаний расходной скорости по окружности на входе.

Влияние окружной неравномерности потока на входе в ЦБК в зависимости от расхода Q и амплитуды ΔQ сводится, таким образом, к снижению действительного напора на величину, определяемую выражением:

$$\Delta H = -(1,5a\Delta Q^2 + 0,5b\Delta Q^2 / Q). \quad (11)$$

Согласно обобщённым статистическим данным [14] действительная напорная характеристика ЦБК (8) описывается уравнением:

$$\bar{H} = -0,3\bar{Q}^2 + (\bar{H}_0 - 0,15)\bar{Q} + 0,45, \quad (12)$$

где $\bar{Q} = \bar{Q} / \bar{Q}_0$ – относительное смещение коэффициента расхода от оптимального его значения по характеристике ЦБК;

$\bar{Q}_0$ – коэффициент расхода и $\bar{H}_0$ – коэффициент действительного напора, соответствующие режиму максимального КПД при рассматриваемой частоте вращения рабочего колеса.

В этом случае снижение коэффициента действительного напора в зависимости от расхода и амплитуды колебания расходной скорости (расхода) при синусоидальной окружной неравномерности потока на входе определяется выражением:

$$\Delta \bar{H} = 0,45\bar{\Delta Q}^2\bar{Q}^2 - 0,5(\bar{H}_0 - 0,15)\bar{\Delta Q}^2\bar{Q}, \quad (13)$$

где $\bar{\Delta Q} = \Delta Q / Q = \Delta C_a / C_a$ – относительная амплитуда колебаний расходной скорости.

Проверка данной зависимости при испытании высоконапорного ЦБК ($\pi_k^* = 3,32$; $G_{пр} = 2,05 \text{ кг/с}$;

$\beta_{2л} = 90^\circ$) с синусоидальной входной окружной неравномерностью и относительной амплитудой $\bar{\Delta Q} = 20\%$ подтвердила удовлетворительную её точность в рабочем диапазоне характеристики.

Таким образом, при исследовании влияния окружной неравномерности потока на характеристики ЦБК оказалось возможным использовать предположение об отсутствии “эффекта” взаимного влияния “параллельно” работающих секторов рабочего колеса. Однако при анализе радиальной неравномерности потока необходимо учитывать взаимное влияние сечений по высоте лопатки третьим членом в левой части уравнения (3). Для такого учёта требуются характеристики

сечений в виде: $H = f(C_a, \partial C_a / \partial r)$.

Вывод: Предложена методика оценки влияния окружной периодической неравномерности потока на входе в ЦБК на его напорную характеристику. Принятое предположение о квазистационарности режимов обтекания лопаток рабочего колеса сводит решение задачи о влиянии окружной неравномерности потока на характеристики ЦБК на основе условия максимума потока механической энергии к решению задачи по модели “параллельной” работы компрессоров. Целесообразно дальнейшее распространение изложенного подхода (3) по учёту влияния радиальной неравномерности потока на характеристики ЦБК.

Литература

1. Селезнёв К.П., Галёркин Ю.Б. Центробежные компрессоры.- Л.: Машиностроение, 1982.- 271 с.
2. Столярский М.Т. Работа центробежной компрессорной ступени в условиях неравномерного потока на входе // Изв. вузов. Энергетика.- 1960.- № 3.- С. 134-142.
3. Довжик С.А., Картавенко В.М., Экспериментальное исследование входных патрубков осевых стационарных турбомашин // Промышленная аэродинамика. Сб. статей ЦАГИ.- Вып. 29. Аэродинамика лопаточных машин.- М.: Машиностроение, 1973.- С. 56-71.
4. Анализ согласования ступеней двухступенчатого осецентробежного компрессора / Ю.А. Анимов, В.П. Герасименко, И.Л. Ровенский, Н.К. Рязанцев, Н.Н. Алексейчук // Газовая динамика двигателей и их элементов: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 1987.- Вып. 3.- С. 72-77.
5. Никитин А.А., Селезнёв К.П., Шкарбуль С.Н. Исследование входных патрубков центробежных компрессоров // Энергомашиностроение.- 1966.- № 9.- С. 17-19.
6. Створення проточних частин відцентрових компресорів для газоперекачувальних агрегатів нового покоління потужністю 6,3 МВт / В.П. Парафійник, В.М. Довженко, С.І. Наконечний, Є.Л. Фурса, О.П. Усатенко// Нафт. і газова пром-сть.- 1999.- № 5.- С. 41-47.
7. Влияние искажения потока на входе на рабочие характеристики центробежного компрессора / Арига, Касаи, Масуда, Ватанабе, Ватанабе // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.- 1983.- Т. 105, № 2.- С. 10.
8. Стеннинг. Эффекты неравномерности потока на входе осевых компрессоров / Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчётов.- 1980.- Т. 102, № 1.- С. 122-128.
9. Абаимов Л.С., Климяк Ю.И. К оценке влияния на параметры осевого компрессора окружной неравномерности поля полного давления входного потока // Изв. вузов. Авиац. техника.- 1983.- № 3.- С. 55-57.
10. Маззави. Расчетная модель проточной части компрессора в виде нескольких параллельных секций для учета влияния окружной неравномерности потока // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.- 1977.- Т. 99, № 3.- С. 203-213.
11. Герасименко В.П., Приходько А.В. Исследование влияния нестационарности потока на характеристики ступени осевого компрессора // Газовая динамика двигателей и их элементов: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 1979.- Вып. 1.- С. 102-107.
12. Брехов А.Ф., Ершов В.Н., Карпова С.С. Некоторые особенности прохождения зоны окружной неравномерности через решётку рабочего колеса осевого компрессора // Самолётостроение и техника воздушного флота: Межвуз. сб.- 1972.- Вып. 28.- С. 15-20. (ХАИ).
13. Ericson L.E., Reding J.P. Dynamic stall analysis in light of recent numerical and experimental results // Journal of Aircraft.- 1976.- Vol. 13, № 4.- P. 248-255.
14. Герасименко В.П., Анимов Ю.А., Нурмухаметов Т.М. Аппроксимация характеристик центробежных компрессоров // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.- Харків: ХАІ, 2003.- Вип. 36/2.- С. 92 - 96.

Поступила в редакцию 02.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Г.И. Костюк, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. физ.-мат. наук, зав. отд. КС и АГНКС М.В. Бойко, УкрНИИгаз, г. Харьков.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАДДУВА НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДИЗЕЛЯ ЯМЗ-840

В.А. Жуков, канд. техн. наук, доц., зав. каф.

М.С. Курин, аспирант кафедры технологии машиностроения и ДВС

Тутаевского филиала Рыбинской государственной авиационной технологической академии,

О.Г. Прохоров, гл. конструктор ОАО Тутаевский моторный завод;

г. Тутаев, Россия

Общая постановка задачи и ее связь с научно-практическими задачами Газотурбинный наддув является основным способом повышения мощности поршневых двигателей в настоящее время. Повышение давления на впуске существенно влияет на протекание рабочего цикла ДВС. В свою очередь параметры цикла определяют экономичность и надежность двигателя, поэтому их зависимость от параметров наддува представляет практический интерес. Использование наддува в двигателе в сочетании с оптимизацией процессов смесеобразования и регулировок является важным фактором уменьшения вредных выбросов с ОГ и увеличения К.П.Д. цикла, а также снижения шумности работы двигателя. Применение систем газотурбинного наддува и повышение в связи с этим температуры заряда на впуске и общего температурного уровня цикла приводит к перераспределению составляющих теплового баланса

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Двигатели семейства ЯМЗ-840, выпускаемые ОАО «Тутаевский моторный завод» имеют современную конструкцию [1], к признакам которой можно отнести индивидуальные головки цилиндров, четыре клапана на цилиндр, центральное расположение форсунки, охлаждение наддувочного воздуха, охлаждаемые поршни с износостойкой вставкой под верхнее поршневое кольцо. Перечисленные конструктивные особенности позволяют двигателям ЯМЗ-840 приближаться по мощностным,

экономическим показателям и экологическим характеристикам к лучшим двигателям зарубежного производства близкой размерности и превосходить по этим показателям отдельные модели всемирно известных фирм.

Дальнейшее совершенствование двигателей, по мнению специалистов [2], [3], [4], возможно за счет следующих мероприятий:

совершенствование топливной аппаратуры:

- ТНВД с максимальным давлением впрыскиванием до 150...200 МПа;
- распылители форсунок с оптимизированным направлением, диаметром и количеством сопловых отверстий (под выбранную камеру сгорания и параметры вихревого движения заряда);
- центральное размещение форсунки в головке цилиндров;
- электронно-управляемая система топливоподачи, реализующая процесс многофазного впрыскивания;

турбонаддув:

- турбокомпрессоры с улучшенными К.П.Д.;
- турбины и изменяемой геометрией;
- регулируемые турбокомпрессоры с перепускным клапаном;
- регулируемые турбокомпрессоры с управляемым сопловым аппаратом.

Охлаждение наддувочного воздуха:

- охладитель типа «воздух-воздух»;

— системы глубокого охлаждения.

Цель исследований. Целью исследований является оценка влияния параметров наддува на протекание рабочего цикла двигателя ЯМЗ-840.

Результаты исследований. Исследования проводились в испытательных боксах ОАО «Тутаевский моторный завод». Для проведения испытаний на серийный двигатель модели 8486.10-02 была установлена головка со специальным отверстием, позволяющим проводить индицирование рабочего процесса двигателя.

При проведении испытаний снималась внешняя скоростная характеристика. Штатными приборами, установленными в испытательных боксах, регистрировались частота вращения коленчатого вала двигателя, развиваемые двигателем мощность и крутящий момент, часовой расход топлива, температура отработавших газов, температура топлива, давление картерных газов. Температура охлаждающей жидкости при проведении испытаний поддерживалась в пределах установленных инструкцией по эксплуатации двигателей 70-88 °С.

Исследования рабочего процесса двигателя проводилось при помощи индикатора рабочего процесса ИРП, изготовленного в Санкт-Петербургском государственном университете водных коммуникаций. В процессе индицирования рабочего процесса дизелей измеряется переменное давление в цилиндре. Для этой цели в индикаторе ИРП используются электрические преобразователи с системой обработки сигнала (электронные индикаторы). Измерительным элементом определения давления является датчик пьезокерамического типа. Датчик прибора, представляющий собой регистратор импульсов давлений, устанавливается в головку цилиндров и через специальное сверление диаметром 5 мм сообщается с камерой сгорания. Выбор диаметра соединительного канала обуславливался двумя факторами:

1) в отверстиях с диаметром менее 5 мм возможно возникновение вторичных волн давления, приводящих к снижению точности эксперимента;

2) с увеличением диаметра возрастает объем камеры сгорания, что приводит к уменьшению степени сжатия и нарушает корректность эксперимента.

Величина заряда снимается с выхода датчика и пропорциональна измеряемому давлению. Сигнал, вырабатываемый датчиком, поступает на усилитель. Напряжение на выходе усилителя изменяется в пределах от 0 до 5 В для полного диапазона изменения давлений. С выхода усилителя аналоговый сигнал напряжения поступает в блок сопряжения с ЭВМ, где после усреднения по результатам восьми измерений поступает в виде графической и цифровой информации на экран ЭВМ.

Проведению замеров предшествует режим снятия индикаторной диаграммы при отключенной подаче топлива. По результатам этого режима ЭВМ автоматически определяет моменты, соответствующие прохождению поршнем верхней мертвой точки (ВМТ). Это дает возможность без наличия специальных датчиков реперных меток определять значения частоты вращения коленчатого вала двигателя n , среднего индикаторного давления за цикл p_i , максимального давления цикла p_z , скорости нарастания давления в процессе сгорания $dp/d\phi$.

Испытания проводились при температуре окружающего воздуха + 9°С. Температура топлива перед двигателем составляла 24°С.

Наибольший интерес представляет уровень жесткости процесса сгорания $dp/d\phi$ в испытываемых двигателях и характер изменения этого показателя от частоты вращения (рис. 1) и давления наддува (рис. 2).

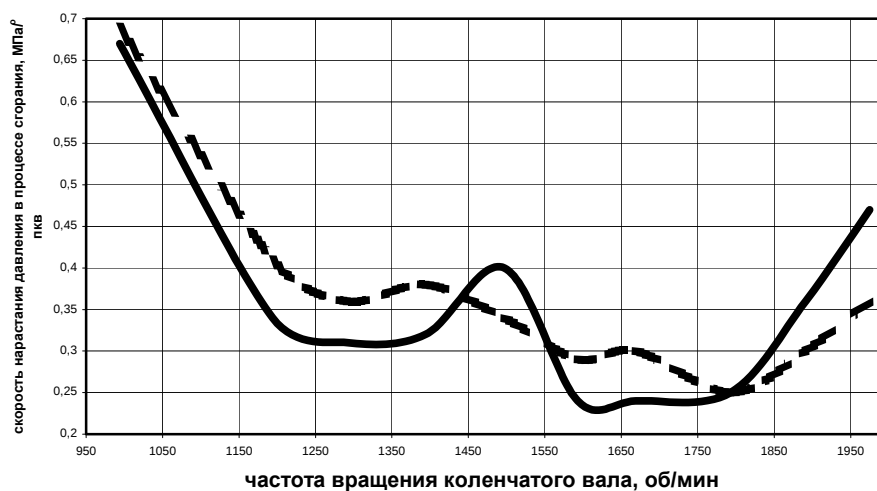


Рис. 1. Зависимость скорости нарастания давления в процессе сгорания от частоты вращения коленчатого вала

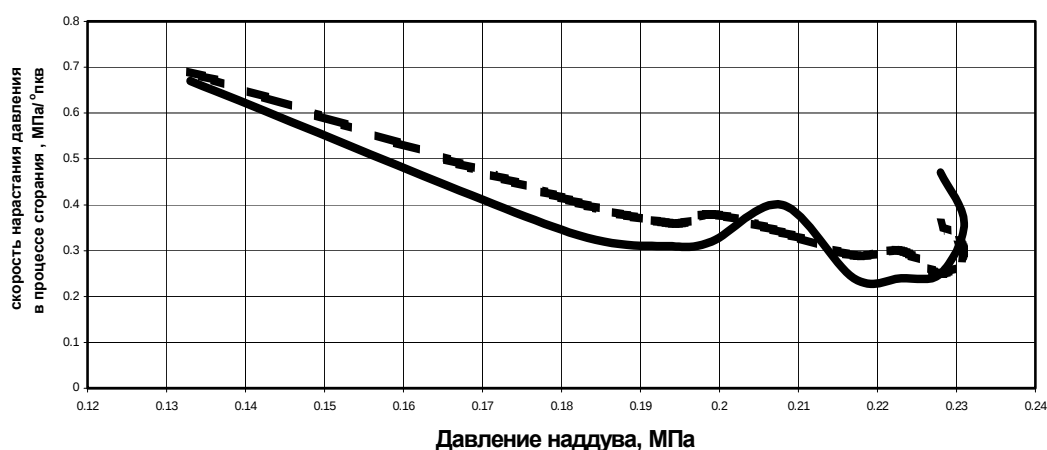


Рис. 2. Зависимость скорости нарастания давления в процессе сгорания от давления наддува

Скорость повышения давления в процессе сгорания характеризует термомеханические нагрузки на детали цилиндропоршневой группы и в значительной мере определяет их ресурс. Скорость нарастания давления в процессе сгорания определяет также уровень шума при работе двигателя.

Источником газодинамического шума является процесс сгорания. Суммарный уровень шума от сгорания оценивается по формуле В.И. Зинченко [5]

$$L_{ст} = 20 \lg \times \left(3,11 \cdot 10^5 \frac{P_{ц} P_o D}{h \rho_m} \sqrt{\frac{C_o \rho_o}{\rho_a \left(\frac{\rho_c}{\rho_a} \right)^{n_1} C_{ц}}} \right), \quad (1)$$

из которой следует, что снижение шума может быть достигнуто путем уменьшения жесткости работы двигателя, характеризуемой отношением $dp/d\phi$.

Скорость нарастания давления в процессе сгорания для современных дизелей из условий обеспечения надежности их работы считается оптимальной, если находится в пределах от 0,2 до

0,5 МПа / °п.к.в.. Максимально допустимая скорость нарастания давления для двигателей с объемным смесеобразованием составляет 1,0 – 1,6 МПа / °п.к.в. при $\varphi_{\text{Рmax}} = 6...10$ ° п.к.в. после ВМТ [6].

При работе на малых оборотах (до 1150 об/мин) скорость нарастания давления в процессе сгорания составляла 0,7 – 0,4 МПа / °п.к.в., что несколько выше рекомендованного уровня. В широком диапазоне скоростных режимов (от 1200 до 1900 об/мин) $dp/d\varphi = 0,25...0,4$ МПа /°п.к.в, что укладывается в рекомендуемые пределы.

Сравнительно высокая скорость нарастания давления в процессе сгорания на малых частотах объясняется тем, что впрыск топлива происходит в неподготовленную среду. Температура в цилиндре из-за малой скорости поршня недостаточна для воспламенения топлива. В результате увеличивается период задержки воспламенения, в цилиндре до воспламенения скапливается большое количество топлива, которое затем сгорает с резким повышением давления. В диапазоне частот от 1200 до 1900 об/мин угол опережения впрыска топлива близок к оптимальному. При дальнейшем увеличении частоты вращения скорость нарастания давления начинает возрастать. Это повышение жесткости обеспечивается отклонением угла опережения впрыска топлива и увеличением цикловой подачи. Увеличение жесткости работы двигателя сопровождается повышением удельного эффективного расхода топлива.

Уменьшение скорости нарастания давления с повышением давления наддува (рис. 2) происходит благодаря увеличивающейся турбулизации свежего заряда, повышению температуры в цилиндре в конце сжатия и уменьшению периода задержки воспламенения. При давлении наддува 0,22 -0,23 МПа жесткость работы, характеризуемая показателем $dp/d\varphi$, резко возрастает. Повышение степени наддува приводит к существенному повышению температуры в цилиндре в конце такта сжатия. Увеличение

скорости нарастания давления может свидетельствовать о чрезмерно раннем воспламенении, и завершении такта сжатия при повышенном давлении в цилиндре.

Выводы. Выполненные исследования и полученные результаты позволяют утверждать, что выбор наиболее оптимальных параметров наддува для различных режимов работы двигателя и их поддержание в процессе эксплуатации обеспечат повышение ресурса двигателя и улучшат его экологические характеристики. Проведенный анализ полученных экспериментальных данных может быть дополнен и углублен на основании частичных скоростных характеристик, нагрузочной характеристики, характеристики холостого хода и более обширного статистического материала.

Литература

1. Двигатели 8481.10, 8482.10. Техническое описание и инструкция по эксплуатации.- Тутаев: ОАО Тутаевский моторный завод, 2002.- 134 с.
2. Кутенев В., Ипатов А. Этапы развития и проблемы отечественного автомобильного двигателестроения // Двигатель.- 1999.- № 5.- С. 4-9.
3. Корнилов Г. Как успеть за современными требованиями // Двигатель.- 2000.- № 5-6.- С. 2-5.
4. Чайнов Н., Косарев В., Панин В. Проблемы поршневого двигателестроения в России // Двигатель.- 2000.- № 3.- С. 2-4.
5. Дизели: Справочник / Под общ. ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова.– Л.: Машиностроение, 1977.– 480 с.
6. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей.– М.: Высш. шк., 2002.- 496 с.

Поступила в редакцию 05.05.03

Рецензент: канд. техн. наук, доц. А.В. Белогуб, ОАО «АВТРАМАТ», г. Харьков.

К ВЫБОРУ ТИПА ТУРБИНЫ СИСТЕМЫ МЕХАНИЧЕСКОГО ТУРБОНАДДУВА ДВУХТАКТНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Ю.А. Анимов, канд. техн. наук, нач. отдела,

В.А. Опалев, нач. сектора,

Казённое предприятие "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", г. Харьков, Украина

В многоцилиндровых двухтактных дизелях (5ТДФ, 6ТД и их модификациях) наземных транспортных машин (НТМ) система наддува содержит осевую одноступенчатую турбину (ОТ). При создании нового семейства трехцилиндровых дизелей (ЗТД) на базе дизеля 6ТД в связи с уменьшившимся расходом газа возник вопрос о возможности применения в системе наддува радиально-осевой турбины (РОТ), которая по сравнению с ОТ может обладать более высоким КПД в области оптимальных значений параметра $U/\text{Сад}$ [1] при меньших габаритных размерах, что очень важно по соображениям компоновки её на дизеле.

Применяемая на всех отечественных двухтактных дизелях НТМ система наддува с механически связанными с коленчатыми валами компрессором и турбиной (механический турбонаддув) отличается от обычного газотурбинного наддува широким изменением по режимам параметра нагруженности турбины, а при высоком уровне форсирования дизеля путем увеличения давления наддува из-за ограничений по усталостной прочности ротора турбины и его привода - пониженным значением $U/\text{Сад}$ даже на расчетном режиме работы. Это, естественно, накладывает свой отпечаток на выбор типа применяемой турбины.

Работу, совершаемую газом в рабочем колесе турбины, можно определить по формуле:

$$H_U = C_{1U} \cdot U_1 - C_{2U} \cdot U_2 = U_1^2 (v_1 - m^2 \cdot v_2), \quad (1)$$

где $m = \frac{d_{2CP}}{d_1}$ - степень радиальности колеса (для

ОТ обычно $m=1$);

$$v_1 = \frac{C_{1U}}{U_1}; \quad v_2 = \frac{C_{2U}}{U_2}.$$

Равенство работ в РОТ и ОТ выполняется при условии

$$U_{1РОТ}^2 \cdot (v_{1РОТ} - m^2 \cdot v_{2РОТ}) = U_{ОТ}^2 \cdot (v_{1ОТ} - v_{2ОТ}). \quad (2)$$

При заданной величине теплоперепада H_T на турбине можно считать, что максимум работы H_U совершается при безударном входе газа в рабочее колесо и при осевом выходе газа из турбины ($\alpha_2 = 90^\circ$), при котором потери с выходной скоростью и в последующих элементах газохода НТМ минимальны. При выполнении первого условия $v_{1РОТ} = 1$, т.к. обычно

$$\text{у РОТ угол } \beta_{1л} = 90^\circ, \text{ а } v_{1ОТ} = \frac{C_{1U}}{U} = \frac{1}{1 - \frac{\lg \alpha_1}{\lg \beta_{1л}}}.$$

При выполнении второго условия $v_{2РОТ} = v_{2ОТ} = 0$. Таким образом, из равенства (2) следует, что

$$\frac{U_{1РОТ}^2}{U_{ОТ}^2} = v_{1ОТ}. \quad (3)$$

Поскольку $v_{1ОТ}$ значительно больше единицы, следует вывод, что для срабатывания с минимальными потерями одинакового теплоперепада в РОТ требуется более высокая окружная скорость колеса, чем в ОТ, т.е. более высокое значение параметра $U_1/\text{Сад}$, реализация которого при механическом турбонаддуве представляет собой проблемную задачу.

Для определения оптимального значения параметра нагруженности и соответствующей ему величины окружного КПД турбины можно воспользоваться следующей методикой.

Выражение для окружного КПД, например ОТ, имеет вид:

$$\eta_U = \frac{H_U}{H_T} = \frac{U^2 (v_1 - v_2)}{C_{ад}^2 / 2} = 2y^2 (v_1 - v_2), \quad (4)$$

где $y = U / \text{Сад}$.

В соответствии с выходным треугольником скоростей

$$v_2 = \frac{W_{2U} - U}{U} = \frac{W_2 \cdot \cos \beta_2}{U} - 1.$$

При $\alpha_2 = 90^\circ$ $v_2 = 0$, следовательно,

$$\frac{W_2 \cdot \cos \beta_2}{U} = 1. \quad (5)$$

Относительная скорость газа на выходе из колеса равна

$$W_2 = \psi \cdot \sqrt{W_1^2 + \rho C_{ад}^2},$$

где ψ - коэффициент скорости колеса,

ρ - степень реактивности турбины.

С учетом того, что

$$W_1^2 = \varphi^2 \cdot C_{ад}^2 \cdot (1 - \rho) + U^2 - 2 \cdot U \cdot \varphi \cdot \text{Сад} \times \\ \times \cos \alpha_1 \cdot \sqrt{1 - \rho},$$

где φ - коэффициент скорости соплового аппарата,

уравнение (5) примет вид:

$$\psi \cdot \cos \beta_2 \cdot \sqrt{\frac{\varphi^2 \cdot (1 - \rho) + \rho}{y^2}} - 2v_1 + 1 = 1. \quad (6)$$

Так как

$$v_1 = \frac{1}{1 - \frac{\tan \alpha_1}{\tan \beta_{1л}}} = \frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1}{U} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sqrt{1 - \rho}}{y}, \quad (7)$$

то из выражения (6) следует

$$y_{\text{опт}} = \left(\frac{U}{\text{Сад}} \right)_{\text{опт}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\psi^2 \cdot \cos^2 \beta_2} + \frac{1}{(1 - \varphi^2) \cdot v_1^2} + 2v_1 - 1}}. \quad (8)$$

Степень реактивности, соответствующая $(U / \text{Сад})_{\text{опт}}$, будет равна

$$\rho_{\text{опт}} = 1 - \left[\frac{v_1 \cdot (U / \text{Сад})_{\text{опт}}}{\varphi \cdot \cos \alpha_1} \right]^2, \quad (9)$$

а максимальное значение окружного КПД равно

$$\eta_{u \max} = 2v_1 \cdot (U / \text{Сад})_{\text{опт}}^2.$$

По аналогии с изложенным для РОТ

$$\left(\frac{U_1}{\text{Сад}} \right)_{\text{опт}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{m^2}{\psi^2 \cdot \cos^2 \beta_2} + \frac{1}{\frac{1 - \varphi^2}{\varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_1} + 2 - m^2}}}, \quad (10)$$

$$\rho_{\text{опт}} = 1 - \left[\frac{(U_1 / \text{Сад})_{\text{опт}}}{\varphi \cdot \cos \alpha_1} \right]^2, \quad (11)$$

$$\eta_{u \max} = 2 \cdot (U_1 / \text{Сад})_{\text{опт}}^2. \quad (12)$$

В табл. 1 приведены основные конструктивные параметры опытных конструкций РОТ и ОТ (рис. 1), разработанных для дизеля ЗТД-4 мощностью 441 кВт, соответствующие распространённым в практике значениям [2], а в табл. 2 - величины оптимальных значений параметра нагруженности этих турбин и соответствующие им величины степени реактивности и окружного КПД.

Относительно небольшое преимущество РОТ по величине КПД на оптимальном режиме работы утрачивается при работе ее с пониженными значениями $U_1 / \text{Сад}$ из-за резкого увеличения "ударных" потерь при положительных углах атаки.

Таблица 1

Конструктивные параметры опытных РОТ и ОТ дизеля ЗТД-4

Параметр	Размерность	РОТ	ОТ
1. Угол выхода потока из безлопаточного направляющего аппарата α_1	град.	20	11
2. Наружный диаметр колеса на входе d_1	м	0,17	0,228
3. Втулочный диаметр колеса на входе $d_{1 \text{ вт.}}$	м	-	0,172

Параметр	Размерность	РОТ	ОТ
4. Наружный диаметр колеса на выходе d_{2H}	м	0,126	0,228
5. Втулочный диаметр колеса на выходе $d_{2ВТ}$	м	0,04	0,172
6. Средний диаметр колеса на выходе $d_{2СР}$	м	0,0935	0,202
7. Степень радиальности m	-	0,55	1,0
8. Угол установки лопатки на входе $\beta_{1Л}$	град.	90	50
9. Угол установки лопатки на выходе $\beta_{2Л}$	град.	30	19
10. Высота лопатки на входе l_1	м	0,0185	0,028
11. Высота лопатки на выходе, l_2	м	0,043	0,028
12. Количество лопаток Z	шт.	15	58
13. Зазор между лопатками и обтекателем Δ	м	0,0007... 0,0009	0,0006... 0,0008
14. Коэффициент скорости входника φ	-	0,95	0,94
15. Коэффициент скорости рабочего колеса ψ	-	0,906	0,941
16. Передаточное отношение от коленчатого вала дизеля к рабочему колесу i_T	-	12,518	10,07

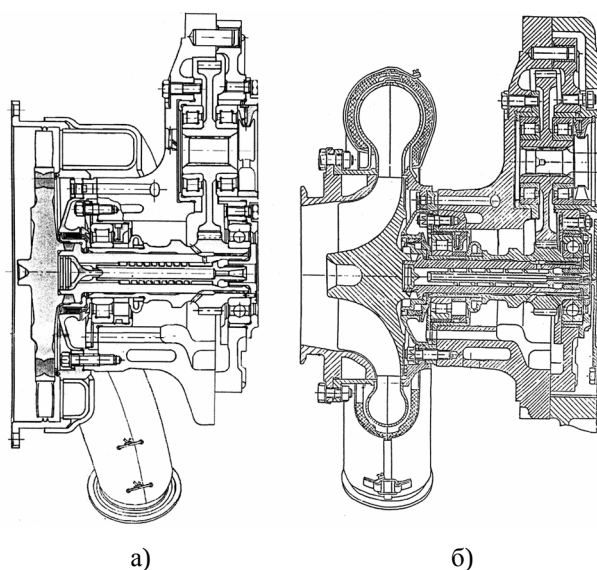


Рис. 1. Турбины системы механического турбо-наддува дизеля ЗТД:

а - осевая;
б - радиально-осевая

Таблица 2

Оптимальные параметры РОТ и ОТ дизеля ЗТД-4

Турбина	$(U_1 / \text{Сад})_{\text{опт}}$	$\rho_{\text{опт}}$	$\eta_{u \max}$
РОТ	0,658	0,457	0,865
ОТ	0,592	0,412	0,838

Графики рис. 2, изображающие зависимость коэффициента скорости колеса ψ , определенного с ис-

пользованием данных работ [1, 3] для РОТ и [4, 5] для ОТ, от угла атаки, показывают, что при одних и тех же углах атаки коэффициент ψ колеса РОТ с непрофилированным входным участком решетки значительно меньше, чем колеса ОТ с "атакоустойчивым" профилем лопаток. Вследствие этого КПД РОТ при работе с пониженными значениями $U_1 / \text{Сад}$ уменьшается интенсивнее по сравнению с ОТ.

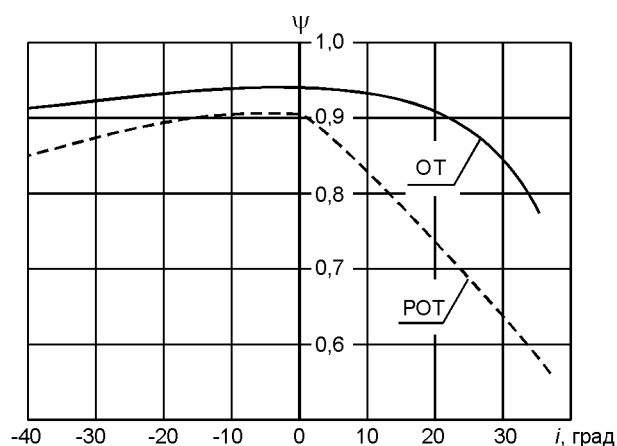


Рис. 2. Коэффициент скорости рабочего колеса ψ осевой (ОТ) и радиально-осевой (РОТ) турбин дизеля ЗТД-4 в зависимости от угла атаки i

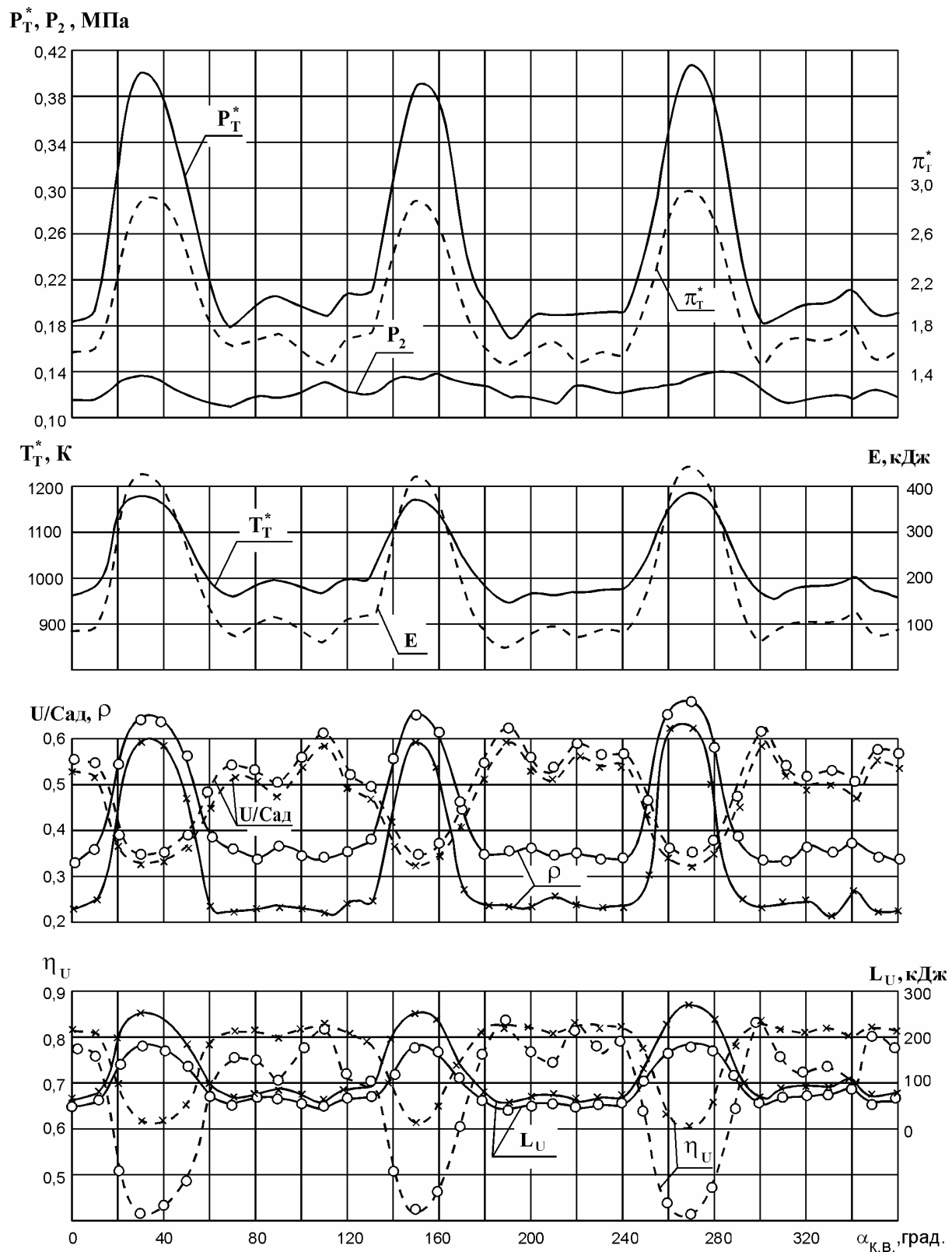


Рис. 3. К расчёту окружного КПД осевой (—×) и радиально-осевой (—○—) турбин системы наддува трёхцилиндрового двухтактного дизеля

Расчёты по мгновенным параметрам газа характеристик ОТ и РОТ, работающих в составе дизеля ЗТД-4, показывают (рис. 3), что средняя величина окружного КПД, определенная как

$$\eta_U = \frac{\int_0^{360} L_{Ui} \cdot d\alpha}{\int_0^{360} E_i \cdot d\alpha}, \quad (13)$$

где $L_{U_i} = E_i \cdot \eta_{U_i}$ - полезная работа на окружности колеса;

$E_i = G_i \cdot H_{Ti}$ - располагаемый теплоперепад на турбине, равна 0,709 для ОТ, и 0,575 для РОТ. В то же время величина η_U , вычисленная по средним параметрам газа перед турбиной и за ней, равна для ОТ 0,754 при $(U/\text{Сад})_{\text{ср}} = 0,43$, а для РОТ - 0,613 при $(U_1/\text{Сад})_{\text{ср}} = 0,455$.

При показанном на рис. 2 характере изменения зависимости $\psi = f(i)$ работа РОТ в нестационарном потоке газа даже при близкой к оптимальному значению средней величины параметра $U_1/\text{Сад}$ сопровождается более низким значением КПД по сравнению с ОТ. Примером этому могут служить сравнительные исследования дефорсированного трехцилиндрового дизеля (ЗТД-1) в объектовых условиях с различными типами турбин [6]. В этих исследованиях величина $U/\text{Сад}$ по средним параметрам газа равна для ОТ 0,56, а для РОТ $(U_1/\text{Сад})_{\text{ср}} = 0,686$. Удельный расход топлива при работе дизеля как по внешней, так и по нагрузочной характеристикам с ОТ на (6...10) г/кВт·ч меньше по сравнению с РОТ.

Один из самых существенных недостатков при применении РОТ в системе механического турбонаддува проявляется при пуске дизеля. При раскрутке коленчатых валов стартером до появления вспышек в цилиндрах турбина работает в вентиляторном режиме, ухудшая продувку цилиндров. Как сообщается в работе [6], применение штатных средств облегчения пуска - автономного факельного подогрева (АФП) и масловпрыска (МП) - оказывается здесь малоэффективным даже при температуре окружающей среды 293 К. Выход из создавшейся ситуации был решен установкой в привод рабочего колеса турбины обгонной муфты, обеспечивающей неподвижность ротора при работе стартера. После пуска дизеля, совершающегося за 3...7 с при $T_0 = 293$ К без использования АФП и МП, при достаточной энергии газа для рас-

крутки турбины обгонная муфта автоматически замыкается.

Установка же на дизель осевой турбины без обгонной муфты в приводе колеса обеспечивает его надежный пуск.

Таким образом, проведенный анализ различных показателей работы двух типов турбин в системе механического турбонаддува двухтактного дизеля показал меньшую эффективность радиально-осевой турбины по сравнению с осевой и поэтому в системе наддува всех отечественных двухтактных дизелей НТМ в настоящее время применяется только осевая турбина.

Литература

1. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центробежной турбины на стационарных и переходных режимах.- М: Машиностроение, 1973.- 226 с.
2. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочник / Б.П. Байков, В.Г. Бордуков, П.В. Иванов, Р.С. Дейч.- Л.: Машиностроение, 1975.- 200 с.
3. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теории и расчет авиационных лопаточных машин.- М : Машиностроение, 1986.- 432 с.
4. Кириллов И.И. Теория турбомашин.- Л.: Машиностроение, 1972.- 536 с.
5. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Г.С. Жирицкий, В.М. Локай, М.К. Максимова, В.А. Струнkin.- М.: Машиностроение, 1971.- 620 с.
6. Рязанцев Н.К., Овчаров Е.Н. Сравнительные испытания турбопоршневого дизеля с радиально-осевой и осевой турбинами // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 2000.- Вып. 19. Двигатели и энергоустановки.- С. 439-442.

Поступила в редакцию 04.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор В.П. Герасименко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. техн. наук, нач. отдела П.Е. Куницын, КП ХКБД, г. Харьков.

УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛОВОЗНОЙ МОДИФИКАЦИИ ДИЗЕЛЯ 6ТД ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

С.А. Алёхин, первый зам. генерального конструктора,

Казённое предприятие "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", г. Харьков, Украина

В настоящее время железнодорожный транспорт Украины испытывает острую потребность в новых дизель-поездах (ДП), выполняющих основной объем пригородных и межобластных пассажирских перевозок на неэлектрифицированных участках дорог. Кроме того, в связи с выработкой ресурса возникла потребность в замене двигателей в силовых установках ДП находящихся в эксплуатации более 20 лет. Экономически наиболее целесообразно удовлетворить эти потребности возможно за счет модернизации уже доведенных базовых образцов дизелей отечественного производства. Это выгодно как производителю (снижаются затраты на разработку и организации производства), так и потребителю (есть опыт эксплуатации и ремонтная база).

В наибольшей степени комплексу требований к силовым установкам ДП удовлетворяет танковый дизель 6ТД (6ДН 12/2×12), разработанный Казенным предприятием "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" (КП ХКБД) и выпускаемый серийно ГП "Завод им. В.А.Малышева".

В КП ХКБД был проведен комплекс работ по адаптации указанного дизеля к работе в составе силовой установки ДП ДР-1А и ДЭЛ-01 [1]. В депо Полтава наработка дизель - поезда ДР-1А №297 с дефорсированным вариантом дизеля 6ТД на июнь 2003 г. составила более 8000 часов.

Принципиально важной особенностью танкового дизеля 6ТД является то, что он не имеет промежуточного охлаждения наддувочного воздуха после компрессора. Это вызвано трудностями размещения дополнительного теплообменника в ограниченном пространстве моторно-трансмиссионного отсека танка.

Основными направлениями совершенствоания

дизелей, в том числе и для подвижного состава, является улучшение эксплуатационной топливной экономичности, экологических характеристик, а также повышение ресурса.

Мировой и отечественный опыт создания и эксплуатации дизелей с наддувом [2] свидетельствует, что эффективным средством улучшения указанных выше показателей является применение промежуточного охлаждения наддувочного воздуха. Охлаждение наддувочного воздуха применяют, как правило, либо в целях повышения (форсирования) мощности, либо в целях улучшения экономических и экологических показателей, а также снижения тепловой напряженности основных деталей дизеля для повышения его моторесурса.

Таким образом, применение промежуточного охлаждения наддувочного воздуха является резервом для дальнейшего улучшения технико-экономических и экологических показателей модификации дизеля 6ТД, предназначенной для дизель-поезда, либо для его форсирования по мощности.

В КП ХКБД был разработан и изготовлен оригинальный кольцевой охладитель наддувочного воздуха (ОНВ), описание которого приведено в работе [3].

В целях оценки эффективности применения промежуточного охлаждения наддувочного воздуха на моторном стенде КП ХКБД был проведен комплекс экспериментальных исследований модификации дизеля 6ТД, предназначенный для дизель-поезда, с кольцевым охладителем наддувочного воздуха и без охладителя.

На рис. 1 - 3 показаны результаты указанных исследований.

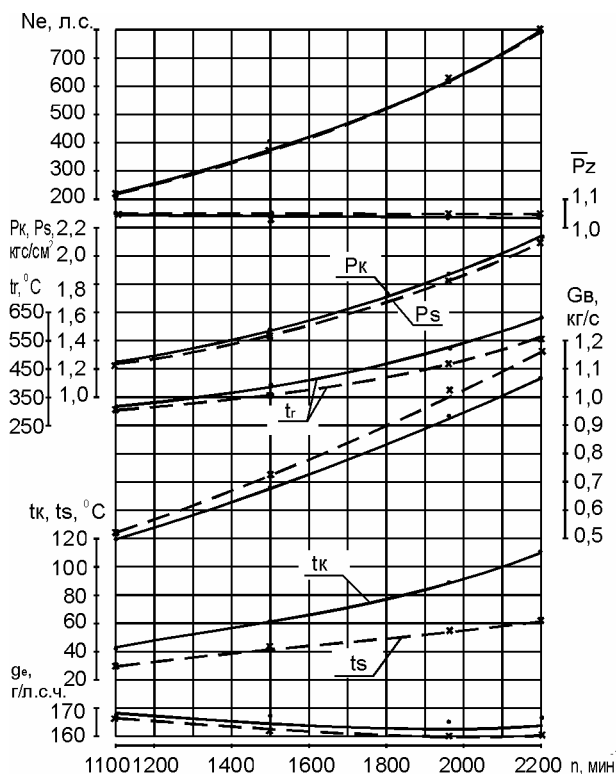


Рис. 1. Тепловозная характеристика дизеля 6ДП:

- базовый дизель;
- * — модернизированный дизель (с ОНВ)

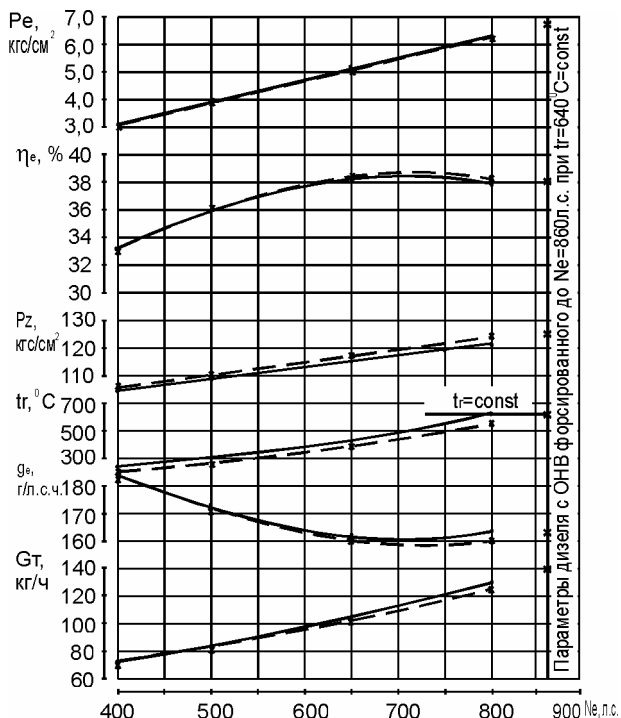


Рис. 2. Нагрузочная характеристика дизеля 6ДП при $n=2200 \text{ мин}^{-1}$:

- базовый дизель;
- * — модернизированный дизель (с ОНВ)

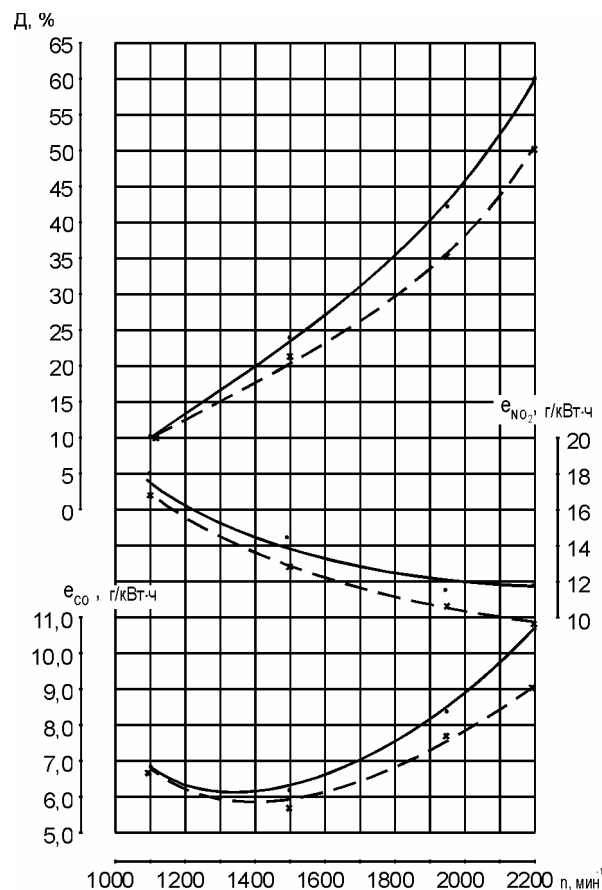


Рис. 3. Изменение экологических показателей дизеля 6ДП по тепловозной характеристике:

- базовый дизель;
- * — модернизированный дизель (с ОНВ)

Эффективные показатели дизеля

Анализ результатов показывает, что при отсутствии форсировки дизеля по мощности ($Ne=800 \text{ л.с.}=\text{const}$ на номинальном режиме при $n=2200 \text{ мин}^{-1}$) применение охладителя наддувочного воздуха с коэффициентом тепловой эффективности (КПД) $E_{ох}=0,7$ и коэффициентом гидравлической эффективности $\sigma_{ох}=0,98$ приводит к уменьшению температуры наддувочного воздуха со 110°C (при $\pi_K=2,21$ и температуре охлаждающей воды на входе в ОНВ, равной 40°C , и окружающего воздуха $t_{вс}=20^\circ\text{C}$) до 60°C (плотность наддувочного воздуха при этом возросла с 1,89 до 2,12 кг/м^3), в результате чего расход воздуха через дизель увеличился с 1,08 до 1,17 кг/с (~ на 8%).

Увеличение плотности воздуха и расхода воздуха

обуславливают изменения следующих параметров рабочего процесса:

- увеличивается весовой заряд цилиндров воздухом, что приводит к росту коэффициента избытка воздуха для сгорания при $\text{Ne}=\text{const}$ и снижению средней температуры цикла;
- уменьшаются потери тепла в стенки цилиндра (теплоотдача в воду);
- увеличиваются период запаздывания воспламенения и максимальное давление сгорания P_z ;
- увеличивается степень повышения давления и изменяется ряд других параметров.

Увеличение коэффициента избытка воздуха для сгорания и снижение потерь тепла в стенки оказывают решающее влияние на повышение индикаторного КПД (η_i) в результате улучшения процесса сгорания. Повышение η_i вызывает улучшение экономических и экологических показателей. Так, на номинальном режиме $n=2200 \text{ мин}^{-1}$ при $\text{Ne}=800 \text{ л.с.}=\text{const}$ с ОНВ удельный эффективный расход топлива уменьшился на $\sim 2,5\%$ (с 164 до 160 г/л.с.ч.).

Тепловые нагрузки дизеля

Увеличение коэффициента избытка воздуха для сгорания и уменьшение температуры наддувочного воздуха привело к существенному (на 70°C) снижению температуры выпускных газов (температура выпускных газов t_g является одним из косвенных оценочных критериев теплонапряженности основных деталей двигателей внутреннего сгорания).

Уровень тепловых нагрузок двигателя также часто оценивается параметром (Костина) K_t . Согласно расчетам уменьшение температуры наддувочного воздуха дизеля 6ДП с ОНВ на 50°C при прочих одинаковых показателях рабочего процесса приводит к снижению K_t на 12%.

Таким образом, понижение тепловых нагрузок дизеля 6ДП при применении ОНВ может быть использовано и в качестве способа повышения его ресурса.

Экологические показатели дизеля

Наряду с тепловой напряженностью в настоящее

время очень важным является вопрос токсичности выпускных газов.

Промежуточное охлаждение наддувочного воздуха, как было сказано выше, одновременно снижает среднюю температуру цикла, что сказывается на кинетике процессов образования оксидов азота (NO_x) и, соответственно, на снижении их содержания в выпускных газах [4].

На двигателе 6ДП был проведен комплекс экспериментальных работ по определению состава продуктов сгорания на выпуске по тепловозной характеристике. Из рис. 3 видно, что на номинальном режиме содержание оксидов азота с охладителем наддувочного воздуха меньше на 17% по сравнению с базовым вариантом дизеля без охлаждения наддувочного воздуха, дымность ($\bar{D}$) выпускных газов при этом уменьшается на 20% (отн.), а содержание окиси углерода (CO) – на $\sim 15\%$.

Тепловой баланс дизеля

Установлено, что охлаждение наддувочного воздуха оказывает влияние на тепловой баланс двигателя. При неизменной мощности двигателя и температуре охлаждающей жидкости помимо отмеченных выше изменений в рабочем процессе снижаются потери теплоты в систему охлаждения практически на ту же величину, какая характеризует уменьшение теплосодержания наддувочного воздуха (охлаждение воздуха практически не влияет на потери тепла в масло). Это дает возможность осуществить относительно незначительные изменения в системе охлаждения двигателя при применении промежуточного охлаждения наддувочного воздуха.

Показано, что при использовании промежуточного охлаждения на дизеле 6ДП на режиме номинальной мощности потери тепла в систему непосредственного охлаждения дизеля $\bar{Q}_v$ снизились на $\sim 3,0\%$; при этом доля тепла, отнимаемого охлаждающей водой от наддувочного воздуха в ОНВ ($\bar{Q}_{\text{охл.возд}}$) составляет 3,75%. Снижение теплоотдачи в воду также косвенно подтверждает уменьшение тепловой нагрузки на де-

тали цилиндрично-поршневой группы.

Динамика цикла дизеля

В принципе, и это необходимо отметить, применение охлаждения наддувочного воздуха на дизеле 6ДП незначительно повлияло на увеличение максимального давления сгорания P_z . На номинальном режиме P_z увеличилось с 120 до 122 кгс/см² (на 1,5%). Такое малое изменение P_z объясняется тем, что охлаждение наддувочного воздуха приводит, с одной стороны, к возрастанию периода задержки воспламенения, а значит, и к увеличению значения P_z , но с другой стороны, наличие "горячих" жаровых накладок на поршнях двигателей типа 6ТД уменьшает период задержки воспламенения и уровень значений P_z . К уменьшению P_z приводит также и некоторое снижение давления наддува в ОНВ (коэффициент гидравлической эффективности холодильника $\sigma_{хол}=0,98$).

Тепловозная и нагрузочная характеристики дизеля

На рис. 1 и 3 представлено изменение параметров дизеля 6ДП по тепловозной характеристике с охлаждением и без охлаждения воздуха. Видно, что при всех представленных на ней режимах работы дизеля эффективные показатели при охлаждении воздуха улучшаются. Наибольший эффект от охлаждения воздуха наблюдается на номинальном режиме; с уменьшением частоты вращения коленвала (т.е. с уменьшением глубины охлаждения) и нагрузки эффективность охлаждения заметно снижается. На режимах холостого хода и малых нагрузках охлаждение воздуха становится нецелесообразным.

При работе по нагрузочной характеристике (рис.2) наибольшее повышение эффективного КПД (η_e) от охлаждения воздуха наблюдается при $\eta_e=100\%$, а с уменьшением нагрузки сходит на нет.

Форсирование дизеля

И последнее, в работе выполнена важная оценка по возможности дальнейшего форсирования дизеля 6ДП за счет применения промежуточного охлаждения наддувочного воздуха.

Из рис. 2 видно, что при условии сохранения температуры выпускных газов (т.е. теплонпряжённости основных деталей) на уровне базового варианта ($t_r=640^{\circ}\text{C}=\text{const}$) возможно повышение мощности дизеля с ОНВ на 7,5% (с 800 до 860 л.с.).

Итак, анализ полученных результатов свидетельствует о том, что эффективным средством дальнейшего улучшения технико-экономических и экологических показателей, а также повышения ресурса тепловозможной модификации дизеля 6ТД при отсутствии его форсировки является применение промежуточного охлаждения наддувочного воздуха. Охлаждение наддувочного воздуха является также эффективным средством для форсирования дизеля по среднему эффективному давлению при сохранении тепловой и динамической напряженности основных деталей на уровне базового варианта дизеля без охлаждения наддувочного воздуха.

Литература

1. Конверсия специальных дизелей применительно к потребностям промышленности Украины / Н.К. Рязанцев, Ю.С. Бородин, С.А. Алехин, В.З. Дубровский, В.И. Фальков // Двигатели 21 века (23 – 26 сент 1996 г.): Материалы конгресса двигателестроителей Украины.- Харьков: ИМиС НАН Украины, 1996.- С. 11.
2. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин: Уч. пособие.- Ч. 2.- Харьков: ХГПУ, 1996.- 388 с.
3. Кольцевой охладитель наддувочного воздуха для высокооборотных двухтактных транспортных машин типа 6ТД / Н.К. Рязанцев, С.А. Алехин, А.В. Борисенко, В.Н. Любченко // Двигатели внутреннего сгорания, 2003.- № 1.- С. 13-16. (ХПИ).
4. Филипов А.З. Токсичность отработавших газов тепловых двигателей.- К.: Вища школа.- 1980.- 160 с.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: канд. техн. наук, нач. сектора П.Я. Перерва, КП ХКБД, г. Харьков; д-р техн. наук, профессор А.П. Кудряш, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков.

КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ СО СВОБОДНО-ПОРШНЕВЫМИ ГЕНЕРАТОРАМИ ГАЗА ДЛЯ МАЛОЙ ЭНЕРГЕТИКИ

В.Т. Матвеевко, д-р техн. наук,

В.Н. Литошенко, канд. техн. наук,

Севастопольский национальный технический университет, г. Севастополь, Украина

Введение. Применение когенерационных технологий является одним из самых результативных путей повышения эффективности использования энергии топлива на стадии генерирования энергии.

Широкое внедрение когенерационных технологий в энергетике возможно при децентрализации генерирующих мощностей. В этом случае необходимы энергетические установки средней и малой мощности, обслуживающие обособленные объекты промышленности, коммунального хозяйства, технологические и транспортные комплексы [1].

Для энергообеспечения коммунальных и промышленных объектов нужны когенерационные энергоустановки электрической мощностью от 0,5 до 12 МВт и более. В этом диапазоне мощностей могут применяться дизель-генераторы и газотурбогенераторы с утилизаторами теплоты. При электрической мощности от 0,5 до 3 МВт по технико-экономическим показателям желательно использовать газодвигатели, а также газотурбинные установки (ГТУ) со свободно-поршневыми генераторами газа (СПГГ). ГТУ с СПГГ удачно сочетает в себе положительные свойства, присущие двигателям внутреннего сгорания и газовым турбинам, по тепловой экономичности приблизительно одинаковы с ДВС той же мощности [2].

Постановка задачи и метод решения. Отличительной особенностью ГТУ с СПГГ является большой коэффициент избытка воздуха в рабочем газе после СПГГ (примерно 4...5), что позволяет сбрасывать отработавшие газы в топку котла, сжигающего органическое топливо, и реализовать когенерационную тепловую схему. При этом увеличивается доля вырабатываемой электроэнергии в 1,5 раза по сравнению с надстройкой котла ГТУ.

В целом мощность ГТУ с СПГГ увеличивают за счет количества СПГГ, работающих на одну газовую турбину, или применения многоцилиндровых конструкций СПГГ. Однако создание энергоустановок средней мощности для малых ТЭЦ за счет увеличения количества СПГГ вызывает определенные сложности конструктивного и эксплуатационного характера.

Большой коэффициент избытка воздуха в рабочем газе после СПГГ и сравнительно низкая температура газа (723...783 К) перед газовой турбиной, позволяют решить задачу увеличения мощности установки посредством подогрева газа после СПГГ, причем объем и адиабатная мощность рабочего газа возрастают прямо пропорционально повышению его абсолютной температуры.

На рис. 1 изображена схема ГТУ с СПГГ, в которой перед силовой турбиной (СТ) установлена камера сгорания промежуточного подогрева (КСПП) газа.

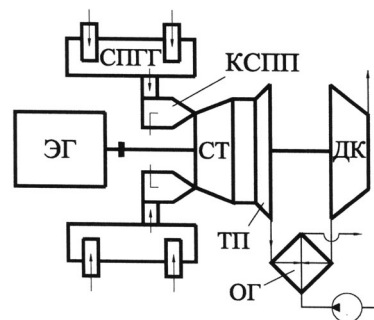


Рис. 1. Схема ГТУ с СПГГ, ПП и ТКУ:

- КСПП – камера сгорания промежуточного подогрева;
- СТ – силовая турбина;
- ТП – турбина перерасширения;
- ДК – дожимающий компрессор;
- ОГ – охладитель газа;
- ЭГ – электрогенератор

Анализ эффективности промежуточного подогрева газа производился на базе СПГГ Г-9 адиабатной мощностью 1000 кВт, абсолютным давлением и температурой

газа после СПГГ равным 0,45 МПа и 783 К, расходом газа 3,88 кг/с [2]. ГТУ с СПГГ Г-9 может развить эффективную мощность $N_e = 850$ кВт при эффективном КПД $\eta_e = 35$ %. Исследования проводились с использованием блока математической модели для определения параметров циклов а промежуточным подогревом газа перед силовой турбиной, приведенной в работе [3].

Результаты исследования. Результаты исследования параметров циклов ГТУ с СПГГ представлены на рис. 2, где показаны зависимости эффективного КПД η_e и относительной мощности $\bar{N}_{\text{спп}}$, показывающей эффект повышения мощности ГТУ при подогреве газа перед силовой турбиной.

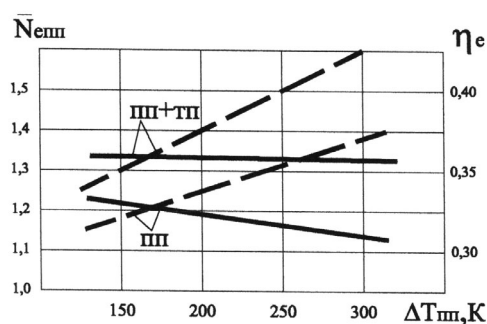


Рис. 2. Зависимости эффективного КПД η_e (сплошные линии) и относительной мощности $\bar{N}_{\text{спп}}$ (прерывистые линии) от температуры подогрева газа $\Delta T_{\text{пн}}$:

ПП- ГТУ с СПГГ и промподогревом газа;
 ПП+ТП - ГТУ с СПГГ, промподогревом газа и турбиной перерасширения

Газ перед СТ подогревался на 150...300 К и температура газа перед СТ составляла 1033...1183 К. Соответственно, эффективная мощность ГТУ с СПГГ Г-9 и ПП увеличилась в 1,19...1,38 раза, а эффективный КПД с приростом мощности энергоустановки снизился по мере увеличения подогрева газа до 31 %. Для превращения ГТУ с СПГГ и ПП в установку когенерационного типа на выходе силовой турбины устанавливается котел-утилизатор.

Для решения задачи повышения мощности ГТУ с СПГГ посредством промежуточного подогрева газа без снижения эффективного КПД энергоустановки возможно применение перерасширения газа за силовой турбиной, где часть утилизируемой теплоты превращается в механическую энергию.

Такой более эффективный способ повышения мощности реализуется в ГТУ с турбокомпрессорным утилизатором (ТКУ). ТКУ пристыковывается к выхлопу силовой турбины, в состав которого (см. рис. 1) входит турбина перерасширения (ТП), дожимающий компрессор (ДК) и охладитель газа (ОГ) между ними.

Установлено, то эффективная мощность ГТУ с СПГГ и ТКУ при догреве газа перед силовой турбиной на 150...300 К увеличивается в 1,3...1,6 раза (рис. 2), при этом эффективный КПД остается стабильным на уровне 35...36 % при степени повышения давления в ДК $\pi_{\text{дк}}=2,1...2,3$.

В предлагаемой на рис. 1 схеме охладитель газа выполняет роль теплогенератора – водяного котла утилизатора, что относит ее к классу когенерационных установок.

СПГГ ранее были освоены в Украине, а производство ГТУ с СПГГ и ТКУ на отечественных предприятиях возможно на базе имеющихся технологий.

Выводы.

1. Применение промежуточного подогрева газа в ГТУ с СПГГ совместно с турбиной перерасширения является эффективным способом повышения мощности энергоустановки.

2. ГТУ с СПГГ, ПП и ТКУ является установкой когенерационного типа, которая может найти широкое применение в малой энергетике.

Литература

1. Клименко В.Н. Проблемы когенерационных технологий в Украине // Пром. теплотехника.– 2001.– Т. 23, № 4 - 5.– С. 106-110.
2. Жуков В.С. Газотурбинные установки со свободно-поршневыми генераторами газа в энергетике.– М.: Энергетика, 1971.– 72 с.
3. Матвеев В.Т. Математическая модель для определения параметров циклов газотурбинных двигателей с промежуточным подогревом газа перед силовой турбиной // Вестн. СевГТУ: Сб. науч. тр.– Севастополь, 2002.– Вып. 38.– С. 110-114.

Поступила в редакцию 02.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор В.В. Капустин, СевНТУ, г. Севастополь; канд. техн. наук, нач. каф. КЭ и ЭСС А.Ю. Гаршин, Севастопольский военноморской институт, г. Севастополь.

ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ УСТАНОВКИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА НА НИЗКОКИПАЮЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ ДЛЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ СТАНЦИЙ

*Б.Д. Билека, д-р техн. наук, В.Н. Клименко, д-р техн. наук,
Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев,
Н.И. Радченко, д-р техн. наук, А.А. Сирота, канд. техн. наук,*

Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, г. Николаев, Украина

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Природный газ составляет почти 45 % в топливном балансе Украины, причем импортируется более 75 % газа. На его долю приходится около 10 % расходной части бюджета государства. Газотранспортная сеть является важнейшей составляющей всего топливно-энергетического комплекса. Почти половина стоимости импортируемого газа покрывается за счет транзитных услуг. Тепловой эквивалент объемов газа, получаемого на компенсационной основе, составляет 70 % теплового эквивалента, добываемого в стране угля. Поэтому проблема сокращения расходов на перекачку газа стоит очень остро. Ее решение создает предпосылки для перехода газотранспортной отрасли на самофинансирование.

Почти 5 % транспортируемого газа сжигается в газотурбинных установках (ГТУ) компрессорных станций (КС). Задача их энергетического совершенствования является первоочередной. Она решается двумя путями: совершенствованием газоперекачивающих агрегатов, обеспечивающим оптимальные значения их характеристик, и улучшением энергетической структуры КС с максимальной утилизацией сбросной теплоты всех температурных уровней.

В рамках первого направления осуществляется переход на газопаротурбинные установки (ГПТУ) с впрыском энергетического пара в камеру сгорания по так называемой схеме "STIG", что позволит повысить КПД газотурбинных газоперекачивающих агрегатов с 0,25...0,30 до 0,40...0,65 и сократить затраты на транспортировку газа в 2,5 - 4 раза. В схеме "STIG" пар, впрыскиваемый в камеру сгорания ГТД, выраба-

тывается в утилизационном котле (УК), использующем высокопотенциальную (400...500 °С) теплоту отработанной парогазовой смеси (ПГС). Однако тепловой потенциал ПГС среднего уровня (100...180 °С) после УК остается незадействованным.

Дальнейшим развитием схемы "STIG", связанным с реализацией второго направления энергетического совершенствования КС, стали отечественные ГПТУ типа "Водолей" с конденсацией пара из отработанной ПГС в контактном конденсаторе при непосредственном контакте ПГС и охлаждающей воды.

Значительные потери низкопотенциальной теплоты, отводимой от охлаждающей воды в теплообменниках воздушного охлаждения (ТВО), составляющие 65...75 % всех тепловых потерь, а также затраты электроэнергии на привод циркуляционного насоса и вентиляторов ТВО, достигающие 2...3 % мощности ГПТУ, стимулировали последующие исследования по выявлению и реализации резервов использования средне- и низкопотенциальной сбросной теплоты ГПТУ в теплоутилизирующих контурах (ТУК) на низкокипящих рабочих телах (НРТ) для выработки электроэнергии в турбогенераторе (ТГ). При этом преследовалась цель повышения степени автономности КС, как правило, удаленных от населенных пунктов и на которых практически отсутствуют потребители тепловой энергии.

В ряде работ, выполненных, в частности, в ИТТФ НАН Украины, было показано, что применение ТУК на НРТ позволяет повысить КПД ГПТУ примерно на 3 %, что при мощности КГПТУ 16 и 25 МВт (КГПТУ-16 и -25) составляет величину довольно существенную. Даже 10 %-ное использование сбросной теплоты

для производства электроэнергии обеспечивает покрытие собственных нужд КС. Однако включение в схему довольно сложного контура ТГ значительно усложняет установку, требует больших капиталовложений и приемлемо для КС, степень износа основного энергетического оборудования которых еще допускает проведение капитальной реконструкции. Для большинства же КС со значительным моральным и физическим износом оборудования такая реконструкция экономически нецелесообразна, поскольку капиталовложения сопоставимы с остаточной его стоимостью. Поэтому затраты на энергосберегающую надстройку и сроки введения ее в эксплуатацию должны быть минимальны. В то же время условия эксплуатации КС должны соответствовать повышенным требованиям безопасности, в том числе и экологической.

2. Анализ тепловой эффективности теплоиспользующей эжекторной установки кондиционирования воздуха

В настоящей работе проанализировано одно из возможных направлений использования среднетемпературной теплоты ПГС после УК (160...180 °С) – для производства холода. Потребителями холода на КС являются установки комфортного и технологического кондиционирования для служебных помещений станции автоматизированного управления КС, источниками тепловыделений в которых являются мощные ЭВМ и другое электронное оборудование, для помещений укрытия ГТУ, температура в которых не должна превышать 40 °С. Реализация этого направления позволит сократить потребление электроэнергии от внешней сети на работу установок кондиционирования воздуха и таким образом повысить степень автономности КС.

При решении поставленной задачи исходили прежде всего из следующих условий:

- высокая надежность эксплуатации ТУК;
- экологическая безопасность рабочего тела;
- возможность использования серийно выпускаемого оборудования;

- простота конструкции, минимальные капитальные затраты и трудоемкость монтажных работ, обеспечивающие возможность их выполнения в сжатые сроки при реконструкции уже находящихся в эксплуатации ГПС;

- минимальная зависимость от внешних источников энергии.

В наиболее полной степени указанным требованиям удовлетворяет теплоиспользующая эжекторная холодильная машина (ТЭХМ), единственным сложным элементом которой является насос (рис. 1).

ТЭХМ работает следующим образом. Образующийся в генераторе 7 (за счет подвода теплоты от ПГС) парообразный хладагент (НРТ) поступает в сопло эжектора 8, ускоряется в нем в процессе расширения и преобразования потенциальной энергии давления в кинетическую и подсасывает пары хладагента из испарителя-воздухоохладителя 11 установки кондиционирования. В камере смешения и диффузоре эжектора смесь обоих потоков сжимается, после чего направляется в конденсатор 9. Жидкость из конденсатора разделяется на два потока: один используется в паросиловом цикле, а другой в холодильном. Первый поток подается насосом 10 в генератор 7, а второй после дросселирования в дроссельном клапане 12 поступает в испаритель-воздухоохладитель 11 установки кондиционирования.

Применение в качестве рабочего тела (хладагента) НРТ существенно упрощает конструкцию, поскольку отпадает необходимость создания в испарителе вакуума. При подводе к генератору ТЭХМ газов из газовыпускного тракта ГТУ по отдельному газоходу с возможностью их разбавления воздухом создаются условия для решения двух задач: сведение к минимуму емкости ТЭХМ по хладагенту (за счет максимального приближения генератора к объектам кондиционирования) и обеспечение работы ТУК при температурах хладагента в генераторе, соответствующих максимальной термодинамической эффективности цикла (благодаря разбавлению чрезмерно перегретой ПГС воздухом).

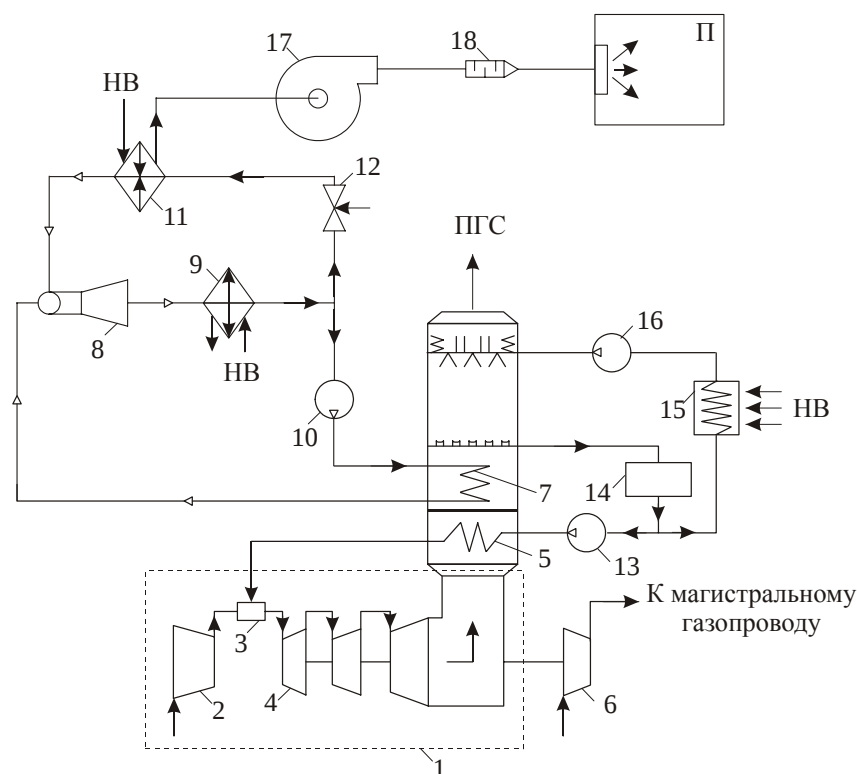


Рис. 1. Схема ГПТУ с ТЭХМ установки кондиционирования воздуха:

- | | |
|--|------------------------------------|
| 1 – ГТД; | 2 – воздушный компрессор; |
| 3 – камера сгорания; | 4 – турбина; |
| 5 – утилизационный котел; | 6 – газоперекачивающий компрессор; |
| 7 – генератор пара НРТ; | 8 – паровой эжектор; |
| 9 – воздушный конденсатор НРТ; | 10 – циркуляционный насос НРТ; |
| 11 – испаритель-воздухоохладитель НРТ; | 12 – дроссельный клапан; |
| 13 – питательный насос; | 14 – сборник конденсата; |
| 15 – воздушный охладитель конденсата; | 16 – насос охлаждающей воды; |
| 17 – вентилятор установки кондиционирования; | 18 – глушитель шума; |
| НВ – наружный воздух; ПГС – парогазовая смесь; П – охлаждаемое помещение | |

Целью выполненных исследований было получение энергетических и габаритных характеристик ТЭХМ и теплообменных аппаратов (испарителя-воздухоохладителя, конденсатора и генератора) на R-142В и *n*-бутане.

Важен также правильный выбор конструктивной схемы конденсаторов воздушного охлаждения, так как большинство серийных конденсаторов выпускаются с небольшим числом рядов трубок по глубине (4 - 6) и подводом хладагента к каждому ряду – змеевику одного хода хладагента, т.е. с расположением змеевиков в плоскости, перпендикулярной направлению воздушного потока. Большое же число рядов по глубине (свыше 6) приводит к значительному расхо-

ждению в тепловых нагрузках на первые и последние змеевики и, как следствие, неполной конденсации в последних змеевиках со всеми вытекающими негативными последствиями – попаданием пара в дроссельный клапан и на всасывание циркуляционного насоса. Очевидно, что в таком случае требуется иная конструктивная схема конденсатора – аналогичная воздухоохладителю, т.е. с расположением змеевиков каждого хода хладагента в плоскости, совпадающей с направлением воздушного потока, что обеспечивает выравнивание тепловых нагрузок на змеевики. Соответственно и методика теплового расчета такого конденсатора другая.

Следует отметить, что рациональная компоновка теплообменных аппаратов (ТОА) особенно важна в случае их применения в теплоиспользующих контурах. Так, от аэродинамического сопротивления теплообменных пучков генераторов зависят показатели главной энергетической установки (в нашем случае ГТУ), а от температурных напоров в ТОА – энергетические показатели ТУК и, в конечном счете, достижимый эффект от утилизации.

Исходные параметры для разработки кондиционера с ТЭХМ: хладагенты – н-бутан и R-142В; температура ПГС перед генератором – 160 °С; кипения хладагента в генераторе – 120 °С, в конденсаторе – 45 °С, в испарителе-воздухоохладителе – 10 °С, наружного воздуха на входе в испаритель-воздухоохладитель и конденсатор – 30 °С. В качестве базового варианта выбран серийно выпускаемый судовой автономный кондиционер типа "Климат-125" холодопроизводительностью 14 кВт.

Для воздухоохладителя выбрана трубчато-пластинчатая теплообменная поверхность, набираемая из стандартных секций: наружный и внутренний диаметры труб 10 и 8 мм; степень оребрения 16. Для воздушных конденсаторов также с пластинчатым оребрением диаметры трубок были соответственно 12 и 10 мм. Генератор пара выполнен из гладких трубок с наружным и внутренним диаметрами 22 и 16 мм.

На рис. 2, а представлены зависимости коэффициента эжекции U (отношения расходов эжектируемого пара, поступающего из испарителя-воздухоохладителя, и силового пара высокого давления от генератора) от температуры конденсации t_k при разных температурах генерации t_r для н-бутана. Температура кипения в испарителе-воздухоохладителе составляла при этом 10 °С. Как видно, с повышением t_k (температуры охлаждающего конденсатор наружного воздуха) происходит значительное уменьшение U . С увеличением же t_r величина U также возрастает. Однако следует учесть, что предельная температура t_r ограничивается значением критической температуры $t_{кр}$ (для н-бутана $t_{кр} = 153$ °С; для R-142В $t_{кр} = 136$ °С).

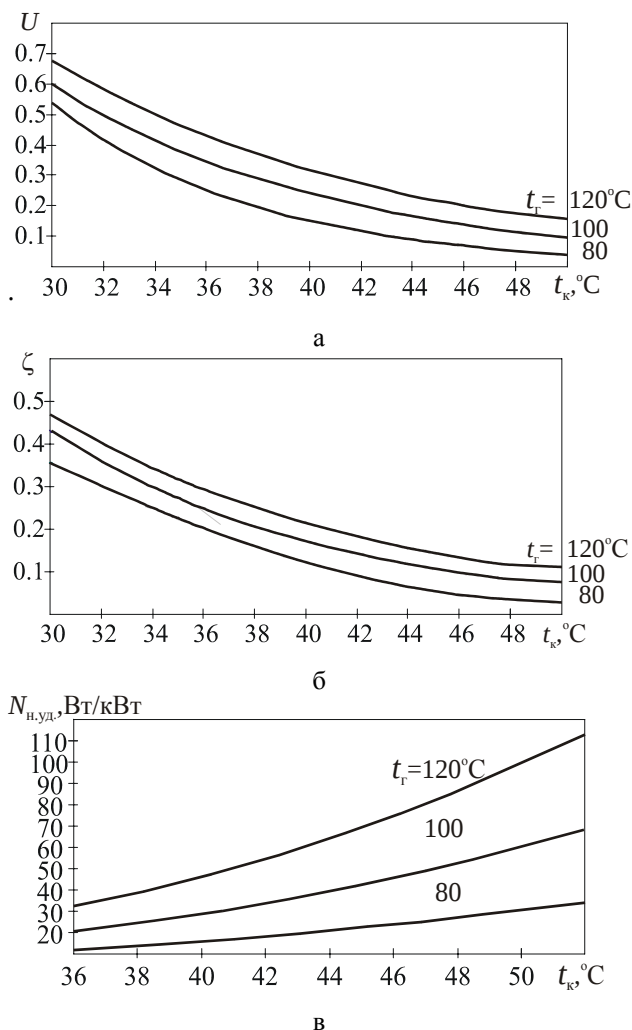


Рис. 2. Зависимости коэффициента эжекции U (а), коэффициента трансформации теплоты ζ (б) и удельной мощности циркуляционного насоса $N_{н,уд}$ (в) от температуры конденсации t_k при разных температурах генерации t_r

Энергетическая эффективность ТЭХМ характеризуется тепловым коэффициентом ζ – отношением холодопроизводительности Q_0 к количеству теплоты Q_r , подведенной в генераторе, т.е. $\zeta = Q_0 / Q_r$. Зависимость ζ (без учета затрат мощности на привод циркуляционного насоса N_n) от тех же параметров приведена на рис. 2, б. В рассматриваемом диапазоне температур значения ζ изменяются от 0,10 до 0,45, приближаясь с понижением t_k (температуры охлаждающего конденсатор наружного воздуха) к величине, соответствующей абсорбционным холодильным машинам (АХМ).

Характер зависимости удельной мощности циркуляционного насоса $N_{н,уд}$ (отношения мощности насоса

N_n к холодопроизводительности Q_0 , т.е. затрат электроэнергии на привод насоса, приходящихся на 1 кВт вырабатываемого в ТЭХМ холода) от t_k (рис. 2, в) противоположный таковому для ζ (рис. 2, б): с повышением t_k значения ζ возрастают от 0,01 до 0,10.

Для указанных выше параметров работы получены следующие значения характеристик: $U \approx 0,2$; $\zeta \approx 0,15$; $N_{н.уд} \approx 0,07$. Хотя ζ для ТЭХМ и значительно ниже соответствующей величины для АХМ, но исключительная простота конструкции, высокая надежность и гораздо меньшие массогабаритные характеристики делают ТЭХМ более предпочтительными. К тому же на ГПС всегда имеется избыток теплоты уходящих газов практически при отсутствии ее потребителей. Для *n*-бутана и R-142В указанные характеристики оказались близкими. Результаты теплового расчета испарителей-воздухоохладителей показали, что площади их наружных ребристых поверхностей для *n*-бутана и R-142В примерно одинаковы, но превышают соответствующую характеристику для базового кондиционера на R-22 почти в 1,5 раза.

Поверхности воздушных конденсаторов ТЭХМ для *n*-бутана и R-142В также мало отличались, но при этом превышали наружную поверхность воздушного конденсатора базового кондиционера более чем в 6 раз. Это объясняется сравнительно низкими коэффициентами эжекции U и обусловленными ими большими расходами хладагента через конденсатор, превышающими его расход через испаритель примерно в 5 раз.

Было установлено, что при поперечной конструктивной схеме воздушных конденсаторов ТЭХМ (с расположением змеевиков каждого хода хладагента в плоскости, перпендикулярной воздушному потоку, как показано на рис. 3) приемлемое число змеевиков (с точки зрения равномерного распределения тепловой нагрузки на змеевики не более 6) возможно при количестве конденсаторов не менее 4.

Поскольку при заданной суммарной тепловой нагрузке глубина теплообменника (число рядов трубок

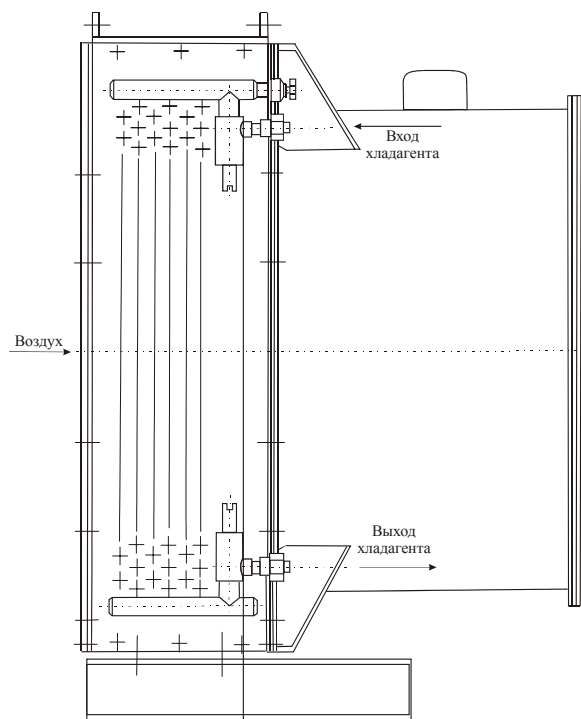


Рис. 3. Воздушный конденсатор с вентилятором

по глубине n_2) зависит от площади поверхности змеевика во фронтальном сечении, соответствующей полной конденсации хладагента, то уменьшение числа конденсаторов при неизменной площади фронтального сечения будет сопровождаться возрастанием глубины аппарата (числом змеевиков, т.е. рядов трубок по глубине n_2) и, как следствие, неравномерным распределением тепловой нагрузки по змеевикам. Следовательно, чтобы обеспечить близкие значения тепловой нагрузки на отдельные змеевики, необходимо переходить на продольную конструктивную схему (с расположением змеевиков, как и в воздухоохладителях, вдоль воздушного потока), отличную от схемы серийно выпускаемых конденсаторов судовых кондиционеров.

Площади наружных поверхностей генераторов для *n*-бутана и R-142В оказались близки.

На рис. 4 представлена одна из возможных компоновок генератора с его размещением в отдельном газоходе. Такой вариант предусматривает возможность подмешивания в ПГС наружного воздуха с целью снижения температуры ПГС.

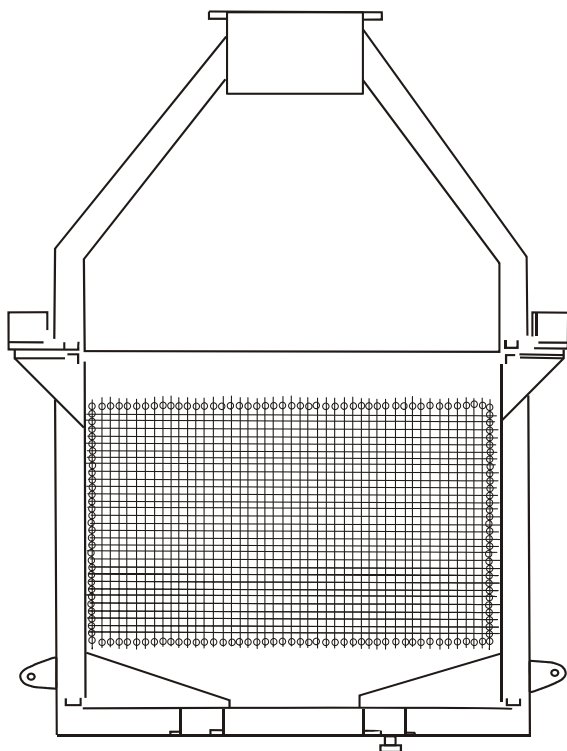


Рис. 4. Генератор пара

3. Выводы и перспектива дальнейшего использования результатов

Проанализирована возможность использования теплоты ПГС после утиль-котла для производства холода в эжекторных холодильных машинах установок кондиционирования воздуха на ГПС. Установлено, что для *n*-бутана и R-142B и температуры ПГС перед генератором 160 °С, кипения хладагента в генераторе 120 °С, в конденсаторе 45 °С, в испарителе-воздухоохладителе 10 °С, наружного воздуха на входе в испаритель-воздухоохладитель и конденсатор 30 °С тепловой коэффициент ζ составляет 0,15, удельная мощность циркуляционного насоса $N_{н.уд}$ – 0,07, коэффициент эжекции U – 0,2. При этом рассматривался конденсатор с воздушным охлаждением.

Получены геометрические характеристики испарителя-воздухоохладителя, воздушного конденсатора и генератора, которые для *n*-бутана и R-142B оказались близкими. Площади теплообменных поверхностей испарителя-воздухоохладителя и конденсатора ТЭХМ превосходят характеристики базового вариан-

та соответственно в 1,5 и 6 раз. При этом в качестве последнего был выбран серийно выпускаемый судовой автономный кондиционер на R-22 типа "Климат – 125" холодопроизводительностью 14 кВт. Столь значительное превышение поверхностью конденсатора ТЭХМ таковой для базового варианта объясняется низкими значениями коэффициента эжекции, обусловленными в свою очередь необходимостью обеспечения повышенного давления в конденсаторе воздушного охлаждения. В случае водяного охлаждения и более низких давлений конденсации коэффициенты эжекции и тепловой возрастают более чем в 3 раза. Соответственно сокращаются поверхности конденсатора и генератора.

Установлено, что при поперечной конструктивной схеме воздушных конденсаторов ТЭХМ (с расположением змеевиков каждого хода хладагента в плоскости, перпендикулярной воздушному потоку) приемлемое число змеевиков (с точки зрения равномерного распределения тепловой нагрузки на змеевики - не более 6) возможно при количестве конденсаторов не менее 4. Для уменьшения числа конденсаторов необходимо переходить на продольную конструктивную схему: с расположением змеевиков, как и в воздухоохладителях, вдоль воздушного потока.

Поступила в редакцию 05.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Г.А. Горбенко, Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», г. Харьков; д-р техн. наук, профессор А.Л. Шубенко, ИПМаш НАНУ, г. Харьков.

ОБЛИК ДВИГАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ПЕРСПЕКТИВНЫХ МАЛОРАЗМЕРНЫХ БЛА

А.В. Амброжевич, проф., д-р техн. наук, К.В. Беляков, науч. сотр., А.С. Карташов, науч. сотр.,

А.Н. Коровай, инж., С.Н. Ларьков, науч. сотр., А.Г. Сахно, канд. техн. наук, доц.,

В.Л. Симбирский, ст. науч. сотр., А.А. Цирюк, канд. техн. наук, доц.,

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

Введение

Использование беспилотных летательных аппаратов (БЛА) для выполнения задач воздушной разведки и наблюдения предполагает их использование в неблагоприятных метеоусловиях на значительном удалении от точки старта. Главным условием, определяющим облик БЛА, следует считать минимальную конфигурацию полезной нагрузки, определяющую целевое назначение объекта разработки. В связи с тем, что типовые БЛА легкого класса предназначены в основном для решения задач разведки и наблюдения, необходимым фактором является наличие на борту гиросtabilизированной платформы, обеспечивающей устойчивое поле обзора, решение задач топопривязки и ориентирования на местности по передаваемому с борта электронному изображению и т.п.

Исходя из характеристик аналогов, а также учитывая массогабаритные параметры целевой нагрузки, включающей в себя гиросtabilизированную платформу с соответствующими источниками энергоснабжения, масса легкого БЛА должна составлять порядка 50-60.

В целях обеспечения приемлемого времени получения информации БЛА должен быть всепогодным. Данное условие выполнимо для аппаратов с крейсерской скоростью не менее 120÷150 м/с, позволяющей уверенно преодолевать ветровой снос и совершать полет в условиях приземной турбулентности, в то же время условия сохранения четкости изображения накладывают ограничения на скорость полета не более 50-60 м/с.

Таким образом, исходя из требований к целевой нагрузке становится очевидным облик перспективного БЛА: высокоскоростной аппарат с малой удельной нагрузкой на крыло.

Применяемые типы ДУ для БЛА

На сегодняшний день в качестве ДУ малоразмерных и сверхлегких БЛА применяются практически все известные типы двигателей, включая электропривод. Скоростной диапазон простирается от 10-15 м/с для сверхлегких БЛА с электроприводом воздушного винта и взлетной массой около 1 кг до 250 м/с для БЛА с ТРД и взлетной массой 270 кг [3].

Широкое использование винтомоторных силовых установок в рассматриваемом классе БЛА обусловлено в первую очередь наличием отработанных конструктивно-технологических решений, а также идеологической преемственностью с классом тяжелых авиамodelей.

В последние три-пять лет появились малоразмерные ГТД в диапазоне тяг 80-400 Н, однако свойственные им высокий удельный расход топлива (до 1.7 - 1.9 кг/кг*ч) вследствие масштабного вырождения рабочего процесса, высокая стоимость (ценовой диапазон от \$3000) и сложность в эксплуатации сдерживают широкое применение микро ГТД в рассматриваемом классе аппаратов.

Вплоть до 60-х г. XX в. проводились широкие исследования по применению пульсирующих воздушно-реактивных двигателей (ПуВРД) в реактивной авиации, в том числе и беспилотной. Свойственные ПуВРД недостатки (высокий уровень вибраций и пульсирующий характер тяги, высокий

удельный расход топлива, сильный шум, трудности в компоновке с летательным аппаратом) привели к отказу от применения ПуВРД в качестве двигательной установки полноразмерных летательных аппаратов.

О применении мотокомпрессорных силовых установок (МкВРД) для БЛА неизвестно.

Оценка требований к ДУ легкого БЛА

Типовой облик легкого многорежимного БЛА задан факторной матрицей, представленной в таблице.

Типовой облик многорежимного легкого БЛА

№	Элементы факторной матрицы	Значения
1	Площадь крыла, м ²	1,0
2	Масса летательного аппарата, кг	60
3	Коэффициент сопротивления летательного аппарата	0,4
4	Коэффициент отвала поляры	0,25

Оценка КПД винтомоторной установки с винтом регулируемого шага (ВРШ) проводилась на основе данных о легкомоторных самолетах с двигателем типа АИ-14Р. Для ВРШ, применяемых на самолетах Ан-2, Як-18, установлена следующая зависимость КПД (η) от скорости полета (V) [1]:

$$\eta(V) = 3.295 \cdot 10^{-3} - 1.07 \cdot 10^{-4} \cdot V^2 + 1.85 \cdot 10^{-2} \cdot V. \quad (1)$$

Для оценки работоспособности ДУ с винтом фиксированного шага (ВФШ) с профилем ЦАГИ СДВ-1 были приняты следующие условия:

- удовлетворительный режим работы винта лежит в диапазоне изменения угла атаки лопасти до 10 градусов по скорости полета;
- КПД винта на расчетном режиме порядка 0.75;
- минимальной скоростью для заданного ВФШ считается нижний предел, после которого следует срыв потока на лопасти с последующей потерей пропульсивных свойств. Отношение максимальной

скорости к минимальной приравнивается к отношению тангенсов углов атаки лопасти для соответствующих режимов полета.

Оценка скоростных характеристик двигательных установок с ПуВРД и МкВРД проводилась на основе модели рабочего процесса.

Суммарная масса ДУ+топливо ограничивалась 50% взлетной массы. Обобщенные данные потребных и располагаемых тяг даны на рис. 1.

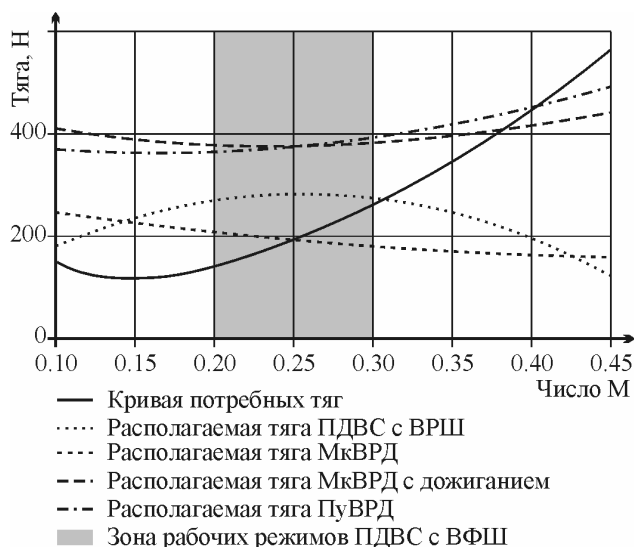


Рис. 1. График потребных и располагаемых тяг

Из анализа рис. 1 можно сделать следующие выводы:

1. Максимальная скорость БЛА с поршневым двигателем лежит в диапазоне до $M = 0.3$.
2. БЛА с ВФШ не способен осуществить самостоятельный взлет и разгон до крейсерской скорости.
3. Комплексу требований к ДУ БЛА рассматриваемого класса удовлетворяет только двигатель прямой реакции.

Экспериментальные исследования ПуВРД

Экспериментальные исследования были проведены на стендовом варианте ПуВРД (рис. 2).

Основной целью проведения экспериментальных исследований было получение дроссельных характеристик ПуВРД, определение глубины регулирования и границ устойчивости рабочего процесса. На рис. 3 показана экспериментальная

диаграмма тяги ПуВРД, на рис. 4 изображена дроссельная характеристика ПуВРД в стендовых условиях, на рис. 5 - 7 изображены кадры кинограммы работы ПуВРД.

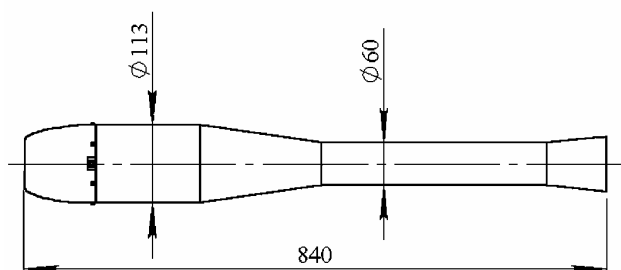


Рис. 2. Габаритный чертеж ПуВРД

Испытываемый ПуВРД допускает дросселирование тяги до 70% от номинального значения путем изменения расхода топлива в диапазоне 75 - 112%.

Удельный расход топлива составляет 2.15 - 2.7 кг/кгс*ч. Рабочая частота двигателя составляет порядка 150 Гц, при этом максимальная мгновенная тяга ПуВРД в 3.5 раза превышает среднеинтегральное значение.

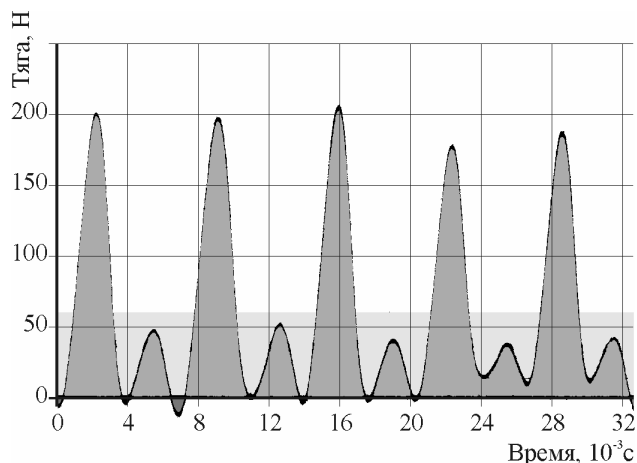


Рис.3. Осциллограмма тяги ПуВРД

светло-серый – осредненная тяга,
темно-серый – мгновенная тяга

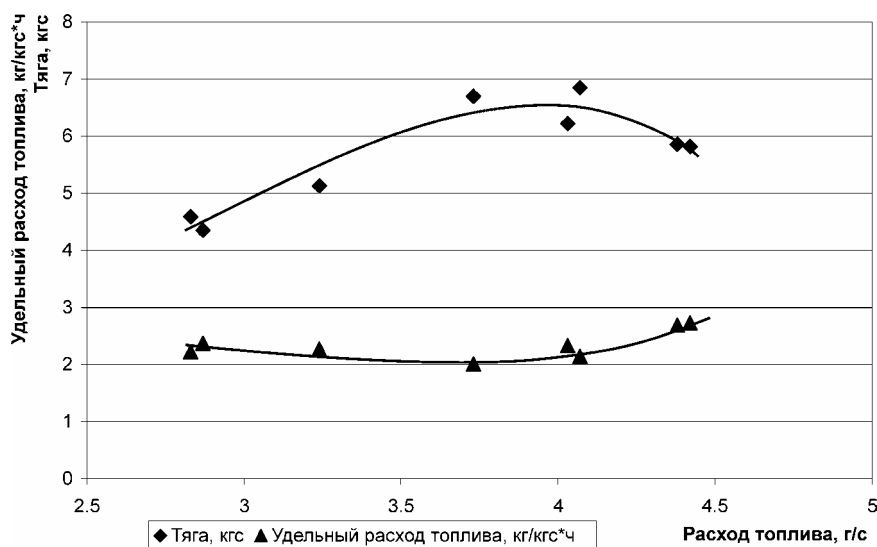


Рис. 4. Дроссельные характеристики ПуВРД.

Выводы

Проведенные экспериментальные исследования подтверждают правильность выбора конструктивно-технологических решений, обеспечивающих повышенный ресурс клапана (порядка 2 часов).

По характеристикам удельного расхода топлива микро ГТД и ПуВРД в диапазоне тяг до 15-20 кгс близки, но существенно уступают полноразмерным ГТД.

Проведенные расчеты и экспериментальные исследования подтверждают возможность применения ПуВРД для малогабаритного высокоманевренного БЛА с продолжительностью полета 30 – 40 мин и максимальной скоростью $M \geq 0.4$.

Вследствие значительно меньшей стоимости по сравнению с микро ГТД (приблизительно на два порядка) ПуВРД представляется оптимальным типом реактивной двигательной установки по критерию стоимость - эффективность для малоразмерных БЛА.

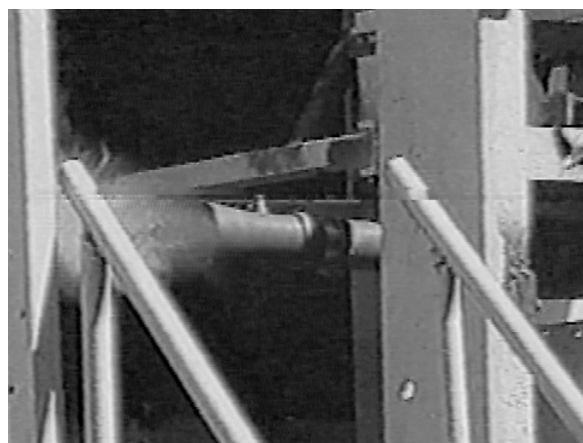


Рис. 5. Процесс запуска ПуВРД



Рис. 6. Рабочий режим



Рис. 7. Процесс распыла топлива

Литература

1. Бадягин А.А., Мухамедов Ф.А. Проектирование легких самолетов.- М.: Машгиз, 1978.- 100 с.
2. Беляев В.В. Зарубежные военные беспилотные аппараты и перспективы их развития // Полет.- 2002.- № 12.- С. 39-50.
3. Беспилотные летательные аппараты. Справочные данные // Зарубежное военное обозрение.- 2001.- № 9 - 10.- С. 35-39.
4. Бородин В. Пульсирующие воздушно-реактивные двигатели летающих моделей самолетов. - Харьков: Изд-вод ДОСААФ, 1974.- 104 с.
5. Кутовой О.П. Тенденції розвитку безпілотних літальних апаратів // Наука і оборона.- 2000.- № 4. - С. 39-47.
6. Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Чернобровкин А.П. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок.- М.: Машиностроение, 1977.- 448 с.

Поступила в редакцию 12.07.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор, заслуженный деятель науки УССР И.М. Приходько, ХВУ, г. Харьков; д-р техн. наук, профессор В.Е. Гайдачук, Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», г. Харьков.

УНИФИЦИРОВАННЫЕ РАЗНОУРОВНЕВЫЕ МОДЕЛИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ ОПЕРЕЖАЮЩИХ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

М.В. Амброжевич, аспирант,

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

Постановка проблемы и её связь с научно-практическими задачами. В области критических технологий отчетливо прослеживается тенденция к удорожанию этапов работ, связанных с натурным экспериментом и доводкой экспериментальных и опытных образцов. Для разработчика фатальный характер стоимостных ограничений приобретает лапидарную формулировку «без права на ошибку». Фактически это означает неизбежность перенесения центра тяжести НИР (НИОКР) с конечных стадий доводки опытного образца на начальные (этапы технического предложения, эскизного проекта), когда только формируется облик объекта. Бурное развитие информационных технологий радикальным образом изменило роль численного моделирования, неуклонно вытесняющего традиционные методы исследований и проектирования. Однако до сих пор геометрическое моделирование (ГМ) в системах плоского и твердотельного проектирования и исследование рабочего процесса численным экспериментом (ЧЭ) сосуществуют в параллельных плоскостях без непосредственного взаимодействия, и синтезированный практический результат получается лишь как продукт последующей интеллектуальной переработки. *Таким образом, востребован принципиально новый инструментарий ранних стадий НИР (НИОКР) на основе передовых информационных технологий, объединяющий ГМ и ЧЭ и создающий виртуальный образ моделируемого объекта.*

Обратимся теперь к «моделируемому объекту». Одним из наиболее перспективных направлений в области критических технологий является создание дистанционно управляемых авиационных систем (ДУАС). В связи с устойчивой тенденцией к миниатюризации и удешевлению полезной нагрузки практически осваивается диапазон беспилотных летатель-

ных аппаратов (БЛА) с полетной массой менее 20 кг. Однако уровень совершенства двигательных установок (ДУ) мини-БЛА на данном этапе совершенно не отвечает бурному прогрессу средств электроники и оптики. В данном классе практически безраздельно господствуют винтомоторные силовые установки с поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ПДВС), спроектированными на основе авиамодельной идеологии 1950-1960 гг. Возникает необходимость малозатратной, комплексной экспертизы ДУ с ПДВС традиционных и перспективных схем, базирующейся на моделировании термогазодинамических процессов во всей проточной части ДУ.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Несмотря на значительный прогресс в области аппаратно - программного обеспечения, использование пространственных моделей газообмена, детально воспроизводящих кинетику химических реакций, геометрию проточной части и теплообмен, по-прежнему несовместимо с возможностями современных ЭВМ. Сказывается также существующая коммерческая монокультурность в развитии информационных технологий. Специализированная вычислительная техника и соответствующее программное обеспечение развиваются менее динамично и малодоступны вследствие непомерно высокой цены. Таким образом, практически востребованной остается лишь незначительная часть достижений математической физики, теории турбулентности, химической термодинамики и др. областей, определяющих содержание математических моделей процессов в ПДВС, использование которых позволило бы создать полноценный виртуальный аналог моделируемого объекта. Успешное решение поставленной задачи имеет в своей основе компромиссное устранение антагонизма между содержательностью моделей и

возможностями располагаемой вычислительной техники. Комплекс современных мультимедийных средств, обеспечивающих синхронное сопровождение ЧЭ (анимация, твердотельная графика), в свою очередь, позволяет создать виртуальную модель объекта.

Цель исследований. Необходимая полнота представлений о рабочем процессе в ПДВС может быть получена только на базе целостной нестационарной модели, учитывающей взаимное влияние основных узлов. Первичным и, следовательно, доминирующим в модели такого рода должен быть газодинамический процесс. В качестве обратной связи модель должна отражать кинематику и динамику оригинала. Таким образом, в соответствии с общепринятой классификацией [1] речь идет о регулярной, детерминированной комплексно-сопряженной модели. С учетом интенсивности процессов газообмена такая модель должна быть нелинейной, а для ее реализации потребуются численные методы.

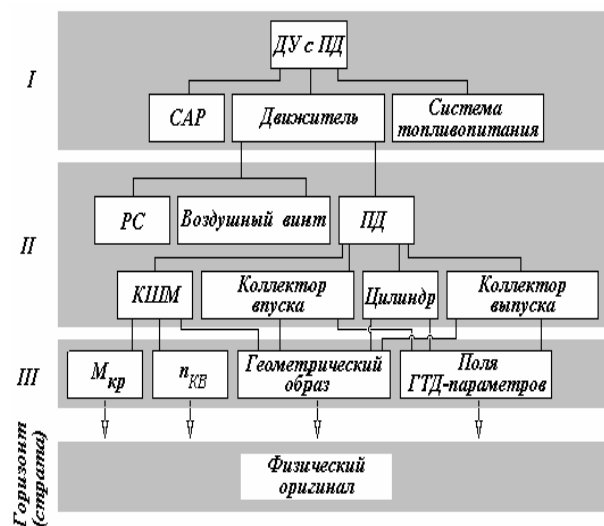


Рис. 1. Иерархическое описание модели ДУ с ПДВС:

САР – система автоматического регулирования,
КШМ – кривошипно-шатунный механизм,
РС – резонансное сопло,
ГТД – «газотермодинамические»

Модульный принцип построения моделей ДУ с ПДВС в соответствии с общей теорией многоуровневых систем [2] и по аналогии с известными иерархическими описаниями ДУ ЛА [1] сводится к структурной схеме, представленной на рис. 1.

Объединяющим началом семейства разноуровневых (нуль-, одно- и трёхмерных – по необходимости) моделей узлов ПДВС является *метод особенностей*,

позволяющий получить унифицированное и линеаризованное на шаге временной сетки отображение матрицы доминирующих факторов физического оригинала, чем обеспечивается необходимая экономичность триады ЧЭ «физико-математическая модель (ФММ) → численный метод → программная реализация» [3]. В основе ФММ процессов лежат фундаментальные физические законы. Адекватность используемых физических допущений, применяемые методы численной реализации, соответствующие алгоритмы, а также основные структурные решения верифицированы по результатам натурных исследований рабочего процесса в двухтактном авиационном ПДВС с кривошипно-камерной продувкой [4]. Программное обеспечение ЧЭ прошло проверку комплексным тестированием.

Результаты исследований. В качестве примера использования разработанной технологии численного моделирования можно привести результаты опережающих исследований рабочего процесса в ДУ с двухконтурным мотокомпрессорным воздушно-реактивным двигателем малых тяг (МКВРД МТ) [5, 6] (рис. 2, 3; табл. 1, 2).

Газогенератор МКВРД МТ выполнен в виде органической спарки двух блоков свободно-поршневых генераторов газа с КШМ синхронизации. В табл. 2, 3 используются следующие сокращения: РЦ – рабочий цилиндр, КЦ – компрессорный цилиндр, ВПП – внутрипоршневая полость, ЭПИ – эжекторный преобразователь импульса, ВК – впускной коллектор.

Для визуализации результатов ЧЭ, имеющей принципиальное значение в задачах гидромеханики [7], разработана анимационная оболочка, обеспечивающая синхронное сопровождение ЧЭ. Данная оболочка использует стандартный набор графических средств VISUAL FORTRAN и имеет высокую степень унификации с аналогом для модели ПДВС [4]. Для координатной привязки фазовых срезов континуума состояний модели МКВРД МТ (рис. 2, 3) используется индикатор угла поворота КШМ в левом верхнем углу.

В основном левом поле размещены термодинамические (p-V) и расходные (G_k -V, $k=1, \dots, 4$) индикаторные диаграммы всех рабочих полостей двигателя.

Нестационарные 1D-процессы в ВК, выпускных

патрубках и выпускном коллекторе с реактивной насадкой представлены в форме графиков распределения параметров по длине соответствующих каналов и цветowych карт. Важнейшие интегральные показатели

МКВРД МТ, включая высотно-скоростные характеристики, представлены в статье [6].

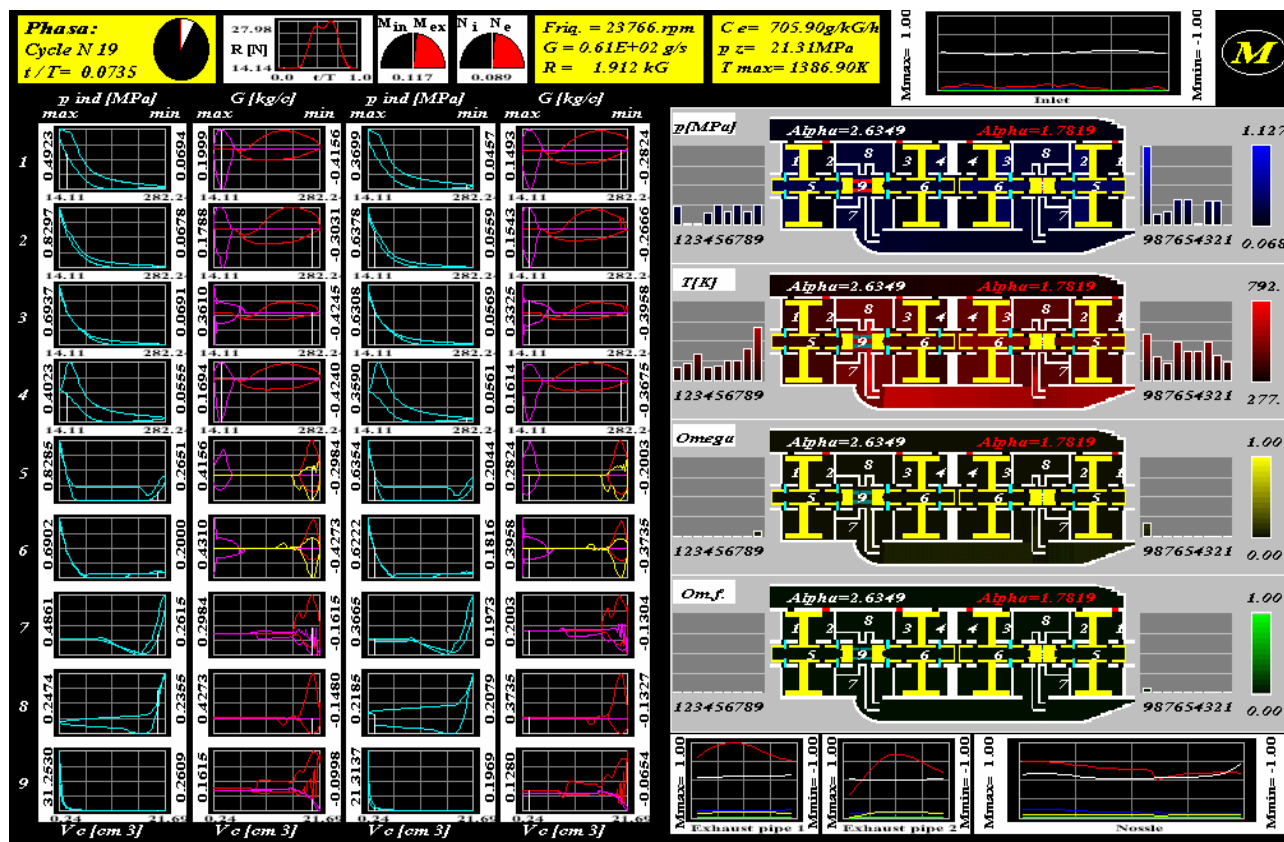


Рис. 2. Состояние в МКВРД в момент воспламенения в цилиндре 2-го блока

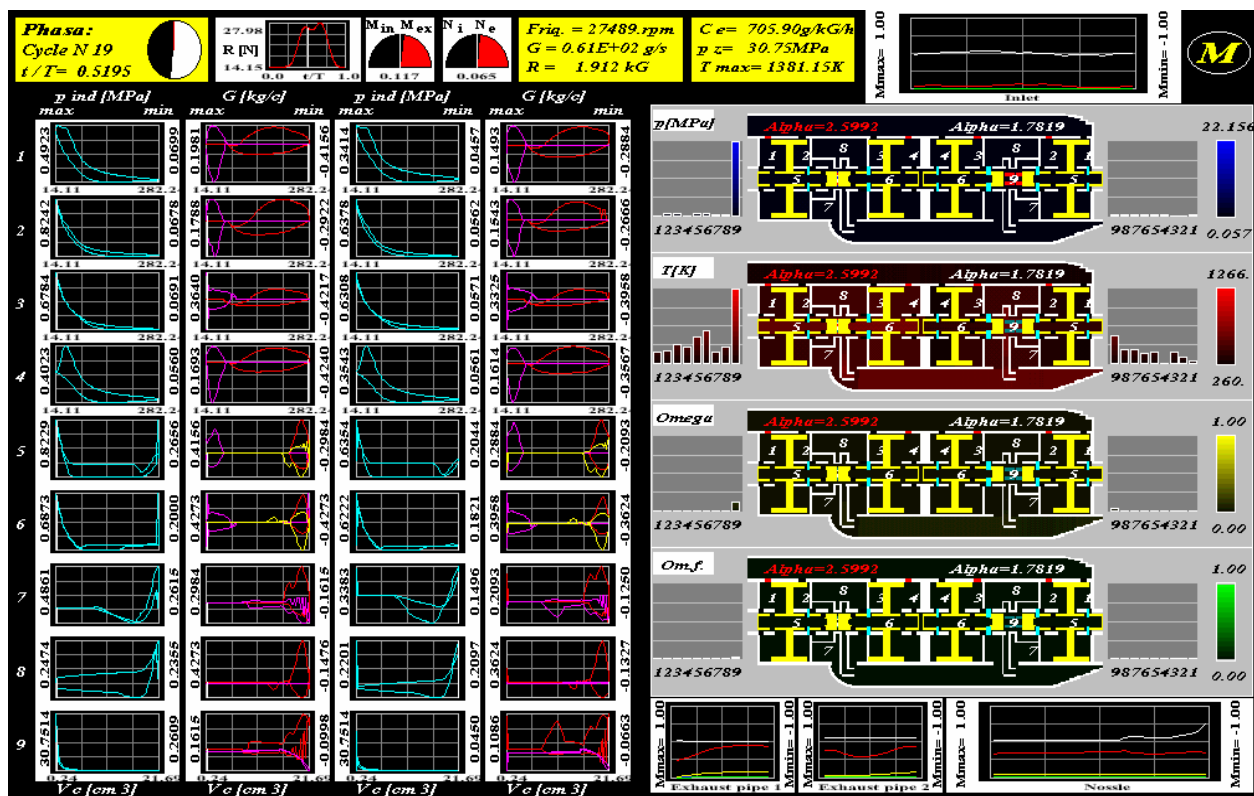


Рис. 3. Состояние в МКВРД в момент воспламенения в цилиндре 1-го блока

Таблица 1

Фазовые срезы. Комментарий рис.2

Узлы и функции		Фазы процессов	
Впускной коллектор		Срабатывание клапанов практически не влияет на поле параметров	
Резонатор - сопло		Начало перемещения волны сжатия от ЭПИ I; уровень температур ниже, чем в выпускном	
Тяга		Минимальная	
Баланс ГД сил между внеш. и внутр. подв. агр.		+ 8,9 %	
Частота вращения КШМ		Растет	
Блок		I	II
КЦ № 1	Вп. окна	Закрыты	Открыты, вып. клапан, всасывание воздуха из ВК - разрежение
	Вып. окна	Открыты частично	Закрыты
	Состояние	Начало расширения, давление $\geq 0,24$ МПа	Всасывание воздуха из ВК, разрежение
КЦ № 2	Вп. окна	Открыты	Закрыты
	Вып. окна	Закрыты	Открываются
	Состояние	Всасывание воздуха из ВК, разрежение $\approx 0,6$ МПа	Нагнетание продувочного воздуха, уровень давлений $\geq 0,24$ МПа
КЦ № 3	Вп. окна	Открыты	Закрыты
	Вып. окна	Закрыты	Открыты частично
	Состояние	Всасывание воздуха из ВК - разрежение	Начало расширения, давление $\geq 0,30$ МПа
КЦ № 4	Вп. окна	Закрыты	Открыты,
	Вып. окна	Открыты частично	Закрыты
	Состояние	Начало расшир., давление $\geq 0,24$ МПа	Всасывание, объем уменьшается
ВПП № 5		Сообщается с КЦ № 1 (окно закрывается) и продувочной полостью № 7	Нагнетание из КЦ № 2
ВПП № 6		Сообщается с КЦ № 4 (окно закрывается) и ресивером № 8	Нагнетание из КЦ № 3
Продувочный канал № 7		Сообщается с ВПП № 5 – фаза нагнетания	Разобщен с ВПП № 5 и РЦ № 9
Ресивер № 8		Поддерживается примерно постоянный уровень давлений $0,23 \div 0,24$ МПа	Поддерживается примерно постоянный уровень давлений $0,21$ МПа
РЦ № 9	Продув. окна	Открыты	Закрыты
	Вып. окна	Открыты	Закрыты
	Горение	-	$\alpha = 1,76$, концентр. п.с. $\approx 0,18$
	Состояние	Продувка	Начало рабочего хода
Выпускной патрубок № 10		Идет выпуск, высокотемпературная зона движется с низкими скоростями	Заполнен малоподвижным высокотемпературным столбом газа

патрубках и выпускном коллекторе с реактивной насадкой представлены в форме графиков распределения параметров по длине соответствующих каналов и цветовых карт. Важнейшие интегральные показатели МКВРД МТ, включая высотно-скоростные характеристики, представлены в статье [6].

Выводы и перспективы дальнейших исследований.

Идея создания виртуальных моделей технических объектов витает в воздухе, но, как известно, между самой идеей и её воплощением лежит пропасть. Концепция модульного принципа построения модели объекта, когда разноуровневые подмодели ТГД про-

цессов в узлах ДУ унифицированы благодаря методу особенностей, позволяющему единообразно представлять факторы различной физической природы с последующим применением единых ЧМ (на основе схемы Годунова расщепления по физическим процессам) и графических примитивов, представляется оптимальной с позиций как адекватности модели оригиналу, так и экономичности ЧЭ, что делает реальным виртуальное моделирование двигателей различных схем.

Фазовые срезы. Комментарий рис.3

Узлы и функции		Фазы процессов	
Впускной коллектор		Почти неподвижное поле параметров, несмотря на открытые окна КЦ	
Резонатор - сопло		Обусловленное фазой выпуска из РЦ № 9 блока II движение заметно от ЭПИ II до среза РС, ср. температура $\approx 600\text{K}$	
Тяга		Близка к максимальной	
Баланс ГД сил между внеш. и внутр. подв. агр.		+ 6,5 %	
Частота вращения КШМ		Нарастает	
Блок		I	II
КЦ № 1	Вп. окна	Открыты	Закрыты
	Вып. окна	Закрыты	Открыты
	Состояние	Заполнение при уменьшении объема, 0,057 МПа	Нагнетание в ВПП № 5, $\approx 0,34$ МПа
КЦ № 2	Вп. окна	Закрыты	Открыты
	Вып. окна	Открыты	Закрыты
	Состояние	Нагнетание в ВПП № 5, $\approx 0,82$ МПа	Заполнение при уменьшении объема, 0,057 МПа
КЦ № 3	Вп. окна	Закрыты	Открыты
	Вып. окна	Открыты	Закрыты
	Состояние	Нагнетание в ВПП № 5, $\approx 0,82$ МПа	Заполнение при уменьшении объема, 0,057 МПа
КЦ № 4	Вп. окна	Открыты	Закрыты
	Вып. окна	Закрыты	Открыты
	Состояние	Заполнение при уменьшении объема, $\approx 0,057$ МПа	Нагнетание в ВПП № 6, $\approx 0,35$ МПа
ВПП № 5		Нагнетание из КЦ № 2 при малых градиентах давлений, ср. уровень $\approx 0,82$ МПа	Заполнение из КЦ № 1 и нагнетание в продувочный канал № 7, $\approx 0,33$ МПа
ВПП № 6		Нагнетание из КЦ № 3 при малых градиентах давлений, ср. уровень $\approx 0,67$ МПа	Заполнение из КЦ № 4 и нагнетание в ресивер № 8, $\approx 0,18$ МПа
Продувочный канал № 7		Разобщен	Продувка, $\approx 0,15$ МПа
Ресивер № 8		Состояние практически неизменное	Состояние практически неизменное
РЦ № 9	Продув. кна	Закрыты	Открыты
	Вып. окна	Закрыты	Открыты
	Горение	$\alpha=2,56$	-
	Состояние	Начало рабочего хода вблизи ВМТ, 22,156 МПа	Продувка, содержание п.с. $\leq 0,03$, $\approx 1,00$ МПа
Выпускной патрубок № 10		Заполнен малоподвижным высокотемпературным столбом газа с низким содержанием п.с.	Истечение газовой смеси при температуре $\approx 600\text{K}$ и $\lambda=0,15 - 0,2$

Литература

1. Чуян Р.К. Методы математического моделирования двигателей летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1988. – 288 с.
2. Месарович М., Мако Д., Такаха И. Теория иерархических многоуровневых систем. – М.: Мир, 1973. – 342 с.
3. Амброжевич М.В. Комплексно-сопряженная модель рабочего процесса в авиационном двухтактном поршневом двигателе // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Сб. науч. тр.* – Харків: ХАІ, 2002. – Вып. 30. Двигуни та енергоустановки. – С. 37-42.
4. Амброжевич М.В. Интегрированная технология опережающих исследований рабочего процесса в авиационном двухтактном поршневом двигателе // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Сб. науч. тр.* – Харків: ХАІ, 2003. – Вып. □. Двигуни та енергоустановки. (в печати).

5. Потапенко А.А., Амброжевич А.В. Способ работы реактивной установки малой тяги с поршневым двигателем и устройство для его осуществления. Заявка на изобретение №2003054210 от 12.05.2003.

6. Потапенко А.А., Амброжевич М.В. Перспективные двухтактные мотокomppressorные воздушно-реактивные двигатели малых тяг // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Сб. науч. тр.* – Харків: ХАІ, 2003. – Вып. □. Двигуни та енергоустановки. (в печати)

7. Бондарев А.Е., Бондарев Е.Н. Функции визуализации в вычислительной аэрогазодинамике // *Полет.* – 2000. – № 10. – С. 53-60.

Поступила в редакцию 15.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор И.М. Приходько, ХВУ, г. Харьков; канд. тех. наук, ст. науч. сотр. А.Е. Дёмин, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

К ВОПРОСУ О ПОСТАНОВКЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ КОЛЕБАНИЙ ВО ВПУСКНОМ ТРАКТЕ ДВС МЕТОДОМ КРУПНЫХ ЧАСТИЦ

Е.П. Воропаев, инж., А.Н. Аверьянов, инж.,

ОАО «Мотор Сич», г. Запорожье, Украина

Физико-математические модели рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания широко используются в расчетно-исследовательской практике. В то же время требования к глубине и адекватности физико-математических моделей постоянно возрастают. Это обусловлено следующими причинами. Во-первых, возрастает необходимость применения ресурсосберегающих технологий. Применение комплексных систем управления предприятием вместе со сквозными технологиями проектирования позволяют значительно сократить сроки и издержки производства двигателей. В этой ситуации, чтобы сократить также затраты на создание и доводку двигателей, требуется перенести на ЭВМ большую часть работ. Во-вторых, возрастает сложность и ужесточаются требования к удельным показателям самих двигателей.

Одним из процессов, который заслуживает особого внимания, является процесс газообмена. При возросшей быстроходности современных двигателей до 7000...9000 об/мин, характер процессов во впускных и выпускных патрубках двигателей на частичных и номинальных частотах вращения коленчатого вала изменяются очень сильно. Особенную сложность для расчета представляет процесс обратного выброса при впуске, не допускающий каких-либо упрощений.

В то же время повышение быстродействия современных ЭВМ и развитие численных методов газовой динамики позволяют решать указанные задачи. Одним из таких методов является модифицированный метод крупных частиц (МКЧ) [1].

В качестве исходных уравнений используются дифференциальные уравнения Эйлера в дивергентном виде (уравнения неразрывности, импульса и энергии) для одномерной постановки:

$$\partial \rho / \partial t + \operatorname{div}(\rho W) = 0, \quad (1)$$

$$\partial \rho u / \partial t + \operatorname{div}(\rho u W) + \partial P / \partial x = 0, \quad (2)$$

$$\partial \rho E / \partial t + \operatorname{div}(\rho E W) + \operatorname{div}(\rho W) = 0. \quad (3)$$

Для замыкания системы дифференциальных уравнений (1) - (3) используется уравнение состояния в виде:

$$P = (k-1)/k * \rho * (E - W^2/2).$$

Основная идея метода состоит в расщеплении по физическим процессам исходной нестационарной системы уравнений Эйлера, записанной в форме законов сохранения. Среда здесь моделируется системой из жидких (крупных) частиц, совпадающих в данный момент времени с ячейкой эйлеровой сетки. Расчет каждого временного шага разбивается на три этапа: Элеров, Лагранжев и заключительный.

Для улучшения устойчивости счета на первом этапе использовалось искусственное вязкостное давление

$$q = -\mu * \partial u / \partial x,$$

где μ - коэффициент вязкости.

Как показали дальнейшие расчеты, для устойчивости счета этого оказалось недостаточно, и была дополнительно применена формула для сглаживания расчетных параметров на каждом временном шаге:

$$\Omega_i = (1 - 2\alpha) \Omega_i + \alpha \Omega_{i+1} + \alpha \Omega_{i-1},$$

где α - коэффициент сглаживания.

В качестве примера для отработки метода расчета колебаний на впуске («модель трубы») использовался двигатель Д-250 производства ОАО «Мотор Сич». Краткая характеристика двигателя: одноцилиндровый, бензиновый четырехтактный, нижнеклапанный, воздушного охлаждения, рабочий объем – 252 см³, мощность – 4 кВт, частота вращения коленчатого вала – 3600 мин⁻¹. Для комплексности расчета и получения

интегральных характеристик по двигателю, «модель трубы» была интегрирована в физико-математическую модель рабочего цикла двигателя. Расчетная область впускного канала разбивалась на 40 ячеек с шагом 5 мм. Расчетный режим - 3600 мин⁻¹.

Основные трудности, возникающие при применении подобных методов расчета - это постановка граничных условий. В случае же стыковки «модели трубы» с «моделью цилиндра» вопрос усложняется не только изменяющимся по времени давлением, но и изменяющимся проходным сечением клапана. Для разрешения этой проблемы была введена дополнительная (буферная) ячейка между впускным каналом и цилиндром. Далее применена следующая расчетная схема:

1. В начальный момент времени давление в буферной ячейке равно давлению в канале.

2. Исходя из перепада давлений между буферной ячейкой и цилиндром, по формулам стационарного течения, вычисляется скорость потока.

3. Исходя из проходного сечения, вычисляется расход газа.

4. Полученный расход газа прикладывается к буферной ячейке и по законам термодинамики вычисляются давление, плотность и температура.

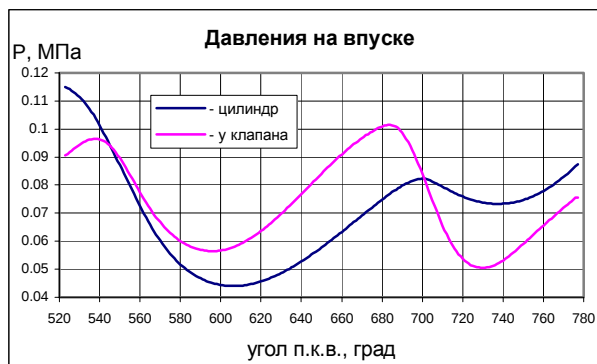
5. Полученные параметры буферной ячейки используются дальше как граничные для «модели трубы».

Такой способ, несомненно, несет в себе много допущений, однако он позволяет учесть основные взаимосвязи между впускным каналом и цилиндром двигателя.

При стыковке «модели трубы» с «моделью цилиндра» возникает еще одно затруднение - это несоответствие минимально достаточного расчетного шага по времени. Для «модели цилиндра» достаточен шаг интегрирования в 1 град п.к.в., для «модели трубы» - не более 0.1 ... 0.2 град п.к.в. Однако на малых частотах вращения и этот шаг оказывается большим. Чтобы не дробить излишне основной расчетный шаг, и обеспечить устойчивость счета, для «модели трубы» приме-

нено разбиение с прогнозированием основного расхода газа.

Один из вариантов расчета двигателя представлен на рисунке. Этот расчет был выполнен с заведомо широкими фазами газораспределения и как следствие - отчетливо просматривается обратный выброс и значительное падение давления в цилиндре.



Выводы

1. Разработана физико-математическая модель колебаний («модель трубы») во впускном тракте ДВС, в основу которой положен модифицированный метод крупных частиц.

2. Предложен способ постановки граничных условий для «модели трубы», заключающийся во введении промежуточной (буферной) ячейки.

3. Требуется более тщательная проверка предложенного способа, проверка его границ применимости.

4. Требуется обоснование оптимальности предложенного сочетания расчетных временных шагов.

Литература

1. Белоцерковский О.М., Давыдов Ю.М. Метод крупных частиц в газовой динамике.- М.: Наука, 1982.- 392 с.

Поступила в редакцию 01. 06.03.

Рецензенты: зам. Гл. инж., директор КТУ Л.А. Пирогов, «Мотор Сич», г. Запорожье; д-р техн. наук, профессор В.Г. Дьяченко, Национальный технический университет «ХПИ», г. Харьков.

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРЕХМЕРНОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ПОТОКА ГАЗА В ЦИЛИНДРЕ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

З.Х. Керимов, канд. техн. наук, Азербайджанский Технический Университет, г. Баку, Азербайджан

Известно, что экономические и экологические показатели поршневых, и в частности, дизельных двигателей во многом обуславливаются надлежащей организацией процесса смесеобразования в цилиндре. В связи с этим, как к характеристике впрыска топлива, так и к характеру движения газов в цилиндре предъявляются достаточно жесткие требования. Очевидно, для получения более достоверных результатов при исследовании движения газового потока в цилиндре наиболее эффективным можно считать применение экспериментальных методов. Однако даже при использовании для этой цели дорогостоящей и уникальной лазерной и оптической измерительной аппаратуры приходится проводить эксперименты на упрощенных физических моделях двигателей, условия в которых при больших материальных затратах все же не адекватны условиям в цилиндре реального двигателя. Методы же математического моделирования, кроме экономии времени и материальных затрат на исследование внутрицилиндровых процессов, являются несравненно более информативными, чем экспериментальные методы. Но математические модели еще не достигли уровня, позволяющего им полностью заменить экспериментальные методы исследования? и проблему создания математических моделей полного рабочего цикла поршневых двигателей нельзя считать решенной.

Многие существующие термогазодинамические математические модели потока в цилиндре базируются на упрощенных уравнениях потока, упрощенно учитываются форма камеры сгорания, расположение и форма впускного клапана например, [1]. В области моделирования турбулентности течений, в том числе и в цилиндре поршневых двигателей, на сегодняшний день доминирующим направлением является так называемая $k-\epsilon$ модель, относящаяся к полуэмпирическим моделям турбулентности. Часто считается, что

$k-\epsilon$ - модели имеют удовлетворительную адекватность и могут быть применены для моделирования турбулентности и в специфичных условиях в цилиндре поршневых двигателей. Однако существует также мнение, что они недостаточно точно описывают характер течений в условиях развитой неравновесной турбулентности в замкнутых объемах с учетом сжатия и расширения среды [2]. Учитывая эти противоречивые мнения, можно констатировать, что хотя в настоящее время $k-\epsilon$ - модели и получили наибольшее распространение для описания внутрицилиндровой турбулентности, их нельзя считать универсальными. По-этому, несмотря на некоторые успехи в области моделирования сложных турбулентных течений в цилиндре поршневых двигателей с помощью $k-\epsilon$ - модели, эту проблему также нельзя считать решенной и разработка новых математических моделей турбулентности потока вообще и в цилиндре двигателей в частности является актуальной.

Целью настоящих исследований являлась разработка термогазодинамической математической модели неустановившегося трехмерного турбулентного потока газа в цилиндре поршневого двигателя на тактах впуска и сжатия с учетом основных факторов, оказывающих влияние на газодинамическую ситуацию в цилиндре.

При использовании в качестве уравнений движения уравнений Навье-Стокса с их численным интегрированием на реальных разностных сетках параметры потока оказываются осредненными по объему расчетной ячейки. Такое осреднение по пространству позволяет применить полные уравнения Навье-Стокса для расчета осредненных по пространству параметров турбулентного потока, без применения осредненных уравнений. При этом коэффициенты турбулентного обмена должны быть рассчитаны отдельно, с приме-

нием одной из локальных теорий турбулентности. Для наиболее точного учета конфигурации потока в цилиндре и упрощения граничных условий модели уравнения математической модели составлены в трехмерной цилиндрической системе координат r, θ, x .

Уравнение сплошности потока имеет вид [3]:

$$\frac{\partial(r\rho)}{\partial\tau} + \frac{\partial(r\rho u)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial\theta} + \frac{\partial(r\rho w)}{\partial x} = 0. \quad (1)$$

Использованная форма уравнений Навье-Стокса для сжимаемой среды учитывает анизотропность турбулентности, переменность коэффициентов турбулентной и молекулярной вязкостей между отдельными элементарными расчетными объемами пространства [3]:

$$\frac{\partial(r\rho u)}{\partial\tau} + \frac{\partial[r(p + \rho u^2)]}{\partial r} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial\theta} + \frac{\partial(r\rho uw)}{\partial x} =$$

$$= p + \rho v^2 + (\mu + \mu_u)r \times$$

$$\times \left\{ \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial r} \operatorname{div}(\overline{W}) + \nabla^2 u - \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial v}{r \partial \theta} \right\};$$

$$\frac{\partial(r\rho v)}{\partial\tau} + \frac{\partial(r\rho uv)}{\partial r} + \frac{\partial(p + \rho v^2)}{\partial\theta} + \frac{\partial(r\rho vw)}{\partial x} =$$

$$= -\rho uv + (\mu + \mu_v)r \times$$

$$\times \left\{ \frac{1}{3} \frac{\partial}{r \partial \theta} \operatorname{div}(\overline{W}) + \nabla^2 v + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial u}{r \partial \theta} \right\};$$

$$\frac{\partial(r\rho w^*)}{\partial\tau} - \frac{\partial(r\rho w_n)}{\partial\tau} + \frac{\partial(r\rho uw)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial\theta} +$$

$$+ \frac{\partial[r(p + \rho w^2)]}{\partial\tau} = (\mu + \mu_w)r \times$$

$$\times \left\{ \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} \operatorname{div}(\overline{W}) + \nabla^2 w + \frac{w}{r^2} \right\}.$$

Уравнение энергии учитывает как перенос тепла в результате конвекции, молекулярной и турбулентной теплопроводностей, так и диссипацию энергии за счет молекулярной и турбулентной вязкостей [3]:

$$\frac{\partial(er)}{\partial\tau} + \frac{\partial[r(i + 0,5q^2)\rho u]}{\partial r} + \frac{\partial[(i + 0,5q^2)\rho v]}{\partial\theta} +$$

$$+ \frac{\partial[r(i + 0,5q^2)\rho w]}{\partial x} = (\lambda + \lambda_T)r \nabla^2 T + (\mu + \mu_T)r \Phi.$$

Здесь дивергенция скорости

$$\operatorname{div}(\overline{W}) = \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial v}{r \partial \theta} + \frac{\partial w}{\partial x},$$

оператор Лапласа

$$\nabla^2 \xi = \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\xi}{r} \right) + \frac{\partial^2 \xi}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 \xi}{r^2 \partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2}.$$

В уравнениях (1)-(5):

ρ, p – плотность и давление газа;

u, v, w – проекции вектора скорости потока $\overline{q}$, соответственно, в направлениях r, θ, x ;

i – удельная энтальпия газа, для идеального газа $i = c_p T$;

e – полная энергия единицы объема газа ($e = \rho(c_v T + 0,5 q^2)$);

μ, μ_T – коэффициенты молекулярной и турбулентной вязкостей;

λ, λ_T – коэффициенты молекулярной и турбулентной теплопроводностей;

τ – время;

Φ – диссипативный член [3].

Система уравнений (1) - (5) замыкается уравнением состояния идеального газа. Использованная форма уравнений в консервативных переменных обеспечивает более точное соблюдение законов сохранения при их численном решении.

Решение поставленных задач рассматривается на примере дизельного двигателя, в котором камера сгорания обычно размещается в поршне и часто имеет непростую конфигурацию с точки зрения составления граничных условий, учитывающих криволинейность стенок. Для упрощения граничных условий со стороны поршня расчетная система координат r, θ, x связана с поршнем и совершает вместе с ним возвратно-поступательное движение по оси x относительно неподвижной системы координат r, θ, x^* . Поэтому в уравнении (4) учтено, что осевая проекция абсолютной скорости газа относительно неподвижной системы координат $w^* = w + w_n$ (где w – осевая проекция скорости газа относительно подвижной системы координат r, θ, x ; w_n – скорость движения поршня по оси x или скорость переноса подвижной системы координат r, θ, x относительно неподвижной системы r, θ, x^*).

В результате движения в относительной системе координат поверхности крышки цилиндра объемы элементарных расчетных ячеек, граничащих с этой поверхностью, с течением времени будут изменяться. Уравнения же (1) - (5) получены для элементарной

расчетной ячейки с постоянным объемом. Поэтому переменность объема расчетной ячейки должна быть учтена в этих уравнениях. Продифференцировав известное выражение плотности $\rho = m/V_*$ по времени, при условии изменения объема расчетного элемента V_* и массы газа m , заключенного в объеме, после несложных преобразований получим:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = \left(\frac{\partial \rho}{\partial \tau} \right)_{V_* = \text{const}} - \frac{\rho}{V_*} \frac{dV_*}{d\tau}. \quad (6)$$

Таким образом, для расчетных ячеек с переменным объемом на первом этапе из уравнения (1) определяется $\frac{\partial \rho}{\partial \tau}$ при условии $V_* = \text{const}$, а затем, на втором этапе с помощью выражения (6) выполняется пересчет этого значения с учетом изменения объема расчетного элемента. Подобный пересчет выполняется и для плотности полной энергии e с использованием выражения, аналогичного выражению (6). Функция $V_*(\tau)$ определяется с учетом кинематики поршня. Кроме того, в этих граничных расчетных элементах с переменным объемом в правую часть уравнения энергии (5) добавляется член, учитывающий работу расширения, совершаемую в результате изменения объема элемента.

В правую часть уравнения сплошности для расчетных элементов, граничащих с щелью впускного клапана, добавляется член, учитывающий секундное изменение плотности газа в расчетном элементе в результате поступления массы газа через расчетный сектор щели клапана. В уравнениях движения для этих же расчетных элементов учитываются приращение секундного количества движения в расчетном элементе в направлениях соответствующих координат за счет поступившей массы газа. В правую часть уравнения энергии для этих расчетных элементов добавляются члены, учитывающие кинетическую энергию и энтальпию, вносимые массой газа.

Для расчетных элементов, граничащих со стенками, правая часть уравнения энергии дополняется членом, учитывающим теплообмен со стенкой. На поверхности стенок применяются граничные условия, выражающие равенство нулю соответствующих проекций скорости потока. На поверхности подвижных

стенок составляющая скорости потока, перпендикулярная поверхности стенки, равна текущей скорости перемещения стенки. Температура и давление газа на поверхности стенки определяются из условия столкновения газа со стенкой.

Для определения показателей турбулентности потока за основу принята теория “пути перемешивания” Прандтля [3], которая, на наш взгляд, является более универсальной в специфичных условиях развитой турбулентности в цилиндре двигателя. Путь перемешивания в теории Прандтля не может быть определен в рамках этой теории и обычно для его определения используются различные эмпирические выражения. В представленной же математической модели использованы формулы, полученные нами аналитическим путем [4]. В работе [4] была исследована также адекватность разработанной математической модели.

Уравнения математической модели решены конечно-разностным методом “распада произвольного разрыва” С.К. Годунова [5].

С использованием математической модели были проведены расчетные исследования газодинамической ситуации в цилиндре дизельного двигателя Д-120 Владимирского тракторного завода. Во избежание неоправданного усложнения разностных уравнений математической модели, небольшим эксцентриситетом полусферической камеры сгорания в 5 мм пренебрежено. Расчеты были проведены на компьютере типа IBM. В результате расчетов были построены поля скоростей, температур и давлений газа, путей перемешивания и интенсивности турбулентности потока в различных сечениях цилиндра, а также эпюры скоростей потока в проходной щели впускного клапана. Были разработаны средства визуализации результатов численного эксперимента, позволяющие получить так называемые расчетные кинофильмы процессов, протекающих в цилиндре двигателя.

На рис. 1 - 4 в качестве примера представлены некоторые результаты численных экспериментов, проведенных для частоты вращения коленчатого вала двигателя 2000 мин⁻¹. Из рис. 1, а видно, что уже при угле поворота коленчатого вала 60° по ходу впуска, в силу тангенциального расположения впускного канала

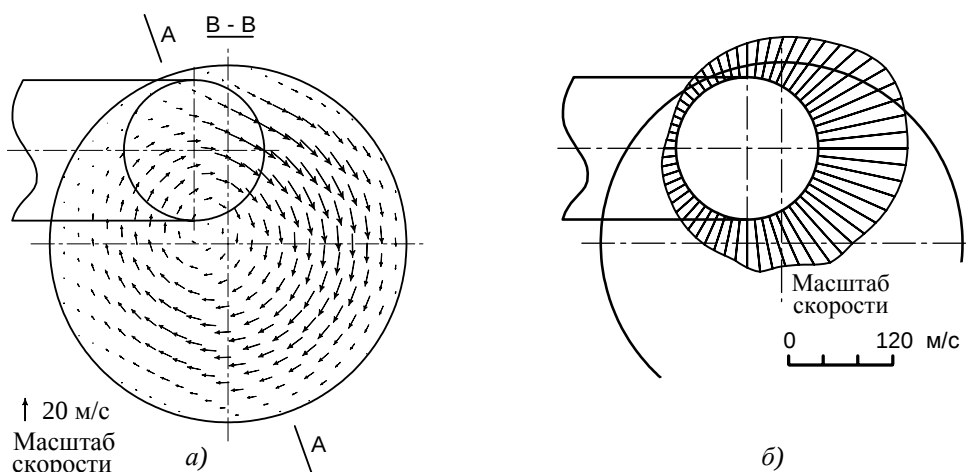


Рис. 1. Поля скоростей в горизонтальном сечении цилиндра в середине текущего хода поршня (а) и в щели впускного клапана (б) при угле поворота коленчатого вала 60° по ходу впуска

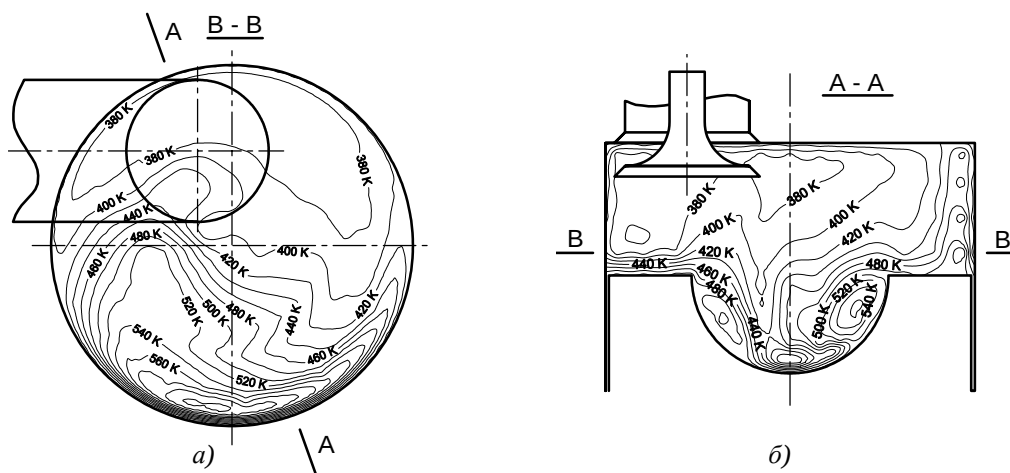


Рис. 2. Поля температур газа в горизонтальном (а) и в вертикальном (б) сечениях цилиндра при угле поворота коленчатого вала 60° по ходу впуска

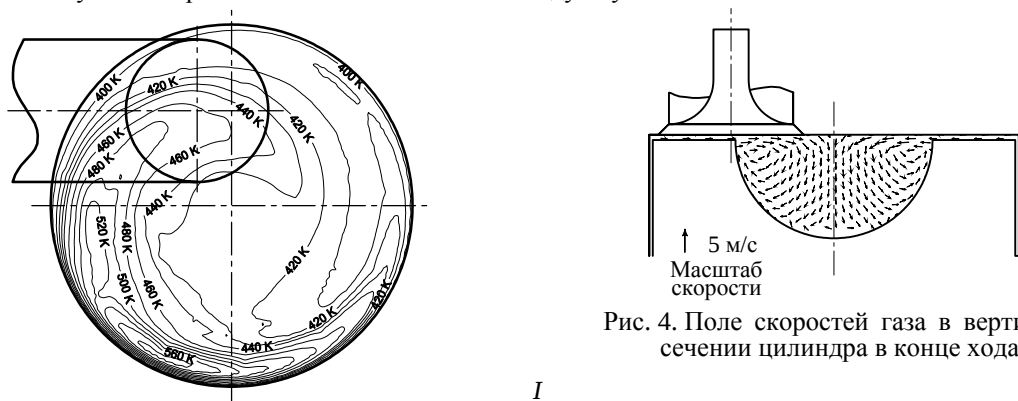
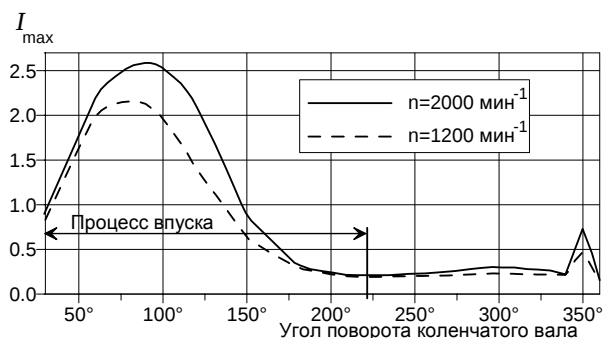


Рис. 3. Поле температур газа в горизонтальном сечении цилиндра на расстоянии 15 мм от днища поршня при угле поворота коленчатого вала 150° по ходу впуска

Рис. 4. Поле скоростей газа в вертикальном сечении цилиндра в конце хода сжатия

Рис. 5. Изменение максимальной интенсивности турбулентности по объему цилиндра в течение ходов впуска и сжатия



относительно оси цилиндра образовалось вращательное движение газа с некоторым смещением центра вращения, а эпюра скоростей потока в щели впускного клапана имеет хорошо известную форму, изображающую неравномерный характер распределения скоростей по окружности щели (рис. 1, б). Следы вращательного движения газов хорошо заметны и на поле температур (рис. 2, а), где область горячих остаточных газов в виде шлейфа вытянулась по дуге вдоль стенки цилиндра, а область вокруг впускного клапана занята поступившим через клапан холодным воздухом. Из рис. 2, б видно, что горячие остаточные газы вместе с вращательным движением увлекаются за опускающимся поршнем, занимая в основном объем камеры сгорания и слои над днищем поршня. На рис. 3 представлено дальнейшее развитие поля температур в горизонтальном сечении. Уже к концу хода впуска в результате направляющего действия стенок цилиндра центр вращения газов совпадает с осью цилиндра. В конце хода сжатия поршня (рис. 4) наблюдается тороидальный вихрь, который обычно образуется в дизелях с неразделенной камерой сгорания в результате действия вытеснителей.

Характер изменения максимального по объему цилиндра значения интенсивности турбулентности в течение процессов впуска и сжатия для двух скоростных режимов представлен на рис. 5 (безразмерная интенсивность турбулентности выражена как отношение суммарной пульсационной скорости потока к средней скорости поршня). Видно, что наибольшие значения максимальной интенсивности турбулентности имеют место в середине хода впуска, когда скорость движения поршня, а значит, и скорость впускаемого воздуха через щель клапана достигают своих наибольших значений. В дальнейшем в течение всего процесса сжатия максимальные значения интенсивности турбулентности продолжают уменьшаться, хотя в середине хода сжатия, при максимальных значениях скорости поршня наблюдается некоторое увеличение его на скоростном режиме $n=2000$ мин⁻¹. Однако почти в самом конце процесса сжатия, примерно в момент впрыска топлива, наблюдается резкий рост максимальной интенсивности турбулентности с последующим спадом в в.м.т., что является результа-

том вытеснения газа из области над вытеснителем днища поршня. Видно, что очень небольшая часть энергии турбулентности, сгенерированной на такте впуска сохраняется до конца такта сжатия.

Представленная работа является завершенным этапом в процессе создания модели полного рабочего цикла дизельного двигателя с неразделенной камерой.

Полученные результаты полностью соответствуют современным представлениям о характере протекания газодинамических процессов на тактах впуска и сжатия в цилиндре дизельного двигателя с неразделенной камерой сгорания. Модель может быть применена при исследовании и проектировании газодинамической ситуации в цилиндре не только дизельных двигателей, но и других типов поршневых двигателей, как самостоятельно, так и в составе САПР для получения исчерпывающей информации о протекании исследуемых процессов.

Литература

1. Naifoh Ken, Fujii Hiroyuki, Urushihara Tomonori. Numerical simulation of the detailed flow in engine ports and cylinders // SAE Techn.Pap.Ser.— 1990.— № 900256.— P. 1-18.
2. Дульгер М.В., Злотин Г.Н. Моделирование динамики развития турбулентности в цилиндре двигателя внутреннего сгорания // Изв. вузов. Машиностроение.— 1987. — № 2.— С. 65-70.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа.— М.: Наука, 1987.— 840 с.
4. Керимов З.Х. Определение показателей турбулентности при математическом моделировании трехмерного потока газа в цилиндре поршневого двигателя // Двигатели внутреннего сгорания.— 2002.— № 1.—С. 13-18.
5. Годунов С.К., Забродин А.В., Иванов М.Я. Численное решение многомерных задач газовой динамики.— М.: Наука, 1976.— 400 с.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: канд. техн. наук, доц. каф. «ДВС и тракторы» Фарзалиев М.Н., Азербайджанский Технический Университет, г. Баку; канд. техн. наук, нач. управления Насибов Ф.Б., Управление механизации и промышленности Комитета по мелиорации и водного хозяйства АР, г. Баку.

К ВОПРОСУ СТАБИЛЬНОСТИ СОСТАВНЫХ ГОРЮЧИХ В САМОВЫТЕСНИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМАХ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

А.М. Грушенко, канд. техн. наук, С.С. Коваленко,

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

Общая постановка проблемы и её связь с научно-практическими задачами. Проектирование, производство и штатная эксплуатация перспективных ЖРД, ЖРДМТ, в том числе и ЖРДМТ технологического назначения невозможна без детального изучения характеристик новых топлив и их соответствия ряду важнейших общепринятых требований.

Удельные характеристики ЖРД в значительной степени зависят от химического состава горючего. Известны синтетические модификации керосинов, так называемые циклины, с высоким содержанием водорода, которые используются в ЖРД и существенно повышающие их параметры. Для технологических двигателей применение циклина проблематично по причине его высокой токсичности и стоимости. Повышение содержания водорода в горючих возможно за счет применения составных горючих. Составные горючие могут быть получены путем добавления жидкой фазы газа пропан-бутана в углеводородные горючие. Полученные смеси будут обладать рядом преимуществ: слабой криогенностью, повышенными энергетическими характеристиками, повышенным давлением насыщенных паров, приемлемыми реологическими свойствами. Аналогичные преимущества могут быть реализованы и для составных горючих на основе жидкого аммиака.

Сказанное выше и определяет необходимость детального изучения процессов получения смесей составных горючих и их стабильности.

Обзор публикаций и анализ нерешённых проблем. Идея применения составных горючих для ДУ не нова, но, тем не менее, в литературе отсутствуют какие-либо сведения о систематизированных исследованиях данного класса горючих. Известны две модификации двигателя HWK-109-509 (А-0 и А-1), разработанные

немецкими учеными в период второй мировой войны, в которых в качестве горючего использовался раствор гидратгидразина в метиловом спирте. Также известны системы космических аппаратов, использующие в качестве рабочего тела водоаммиачные растворы.

Цель исследований. Целью исследований являлось определение влияния диапазона весового и объемного соотношения компонентов смесей составных горючих на их стабильность в состоянии покоя и в процессе самовытеснения из емкости. Кроме того, исследовалось изменение параметров в баке с составным горючим в процессе его самовытеснения.

Результаты исследований. В ЖРДМТ технологического назначения в качестве горючего, как правило, применяется керосин. Однако керосин имеет сравнительно меньший удельный импульс, чем такие горючие, как метан, водород, аммиак и др. С целью повышения энергетики керосина можно рассмотреть возможность применения не чистого керосина, а его смеси с углеводородами – метан, пропан, бутан и др. [1]. Происхождение и физические свойства углеводородных горючих предопределяет их хорошую растворимость при смешении друг с другом. Однако систематизированные данные о растворимости перечисленных выше слабокриогенных горючих в бензине, керосине и дизельном топливе в специализированной и общетехнической литературе отсутствуют.

С эксплуатационной точки зрения для образования растворов с керосинами наиболее приемлемым будет применение не чистых газов, а смесей газов, например пропана и бутана. Их смесь является слабо криогенной жидкостью и может содержаться под давлением порядка нескольких атмосфер в нормальных условиях. Помимо керосинов для создания составных горючих также возможно применение таких горючих,

как бензин или дизельное топливо.

Указанные выше горючие использовались для экспериментальных исследований по определению стабильности составных горючих как в состоянии покоя, так и в процессе самовытеснения. Применялись следующие марки горючих: бензин Б-70, керосин Т-1 и дизельное топливо.

Смеси на основе указанных выше горючих обладают повышенными энергетическими характеристиками и повышенным давлением насыщенных паров при нормальной температуре. Было установлено, что при температуре 290 К давление насыщенных паров смеси пропан-бутана с бензином Б-70, дизельным топливом и керосином Т-1 при массовой доле жидкого газа от 30 до 70% составляет от 0,3 до 0,5 МПа. При повышении температуры до 350 К давление насыщенных паров составляет от 0,6 до 1,6 МПа. Указанное свойство позволяет использовать приведенные выше смеси в самовытеснительных системах подачи топлива.

Проведенные эксперименты по определению кривой изменения давления насыщенных паров составных горючих в зависимости от температуры подтвердили предположение о стабильности данных смесей в широком температурном диапазоне. Так, было установлено, что в процессе смешения и дальнейшего хранения смесей углеводородных горючих при концентрации жидкой фазы газа пропан-бутана от 30 до 70% не наблюдалось расслоения жидкости на исходные компоненты. Однако при повышении температуры существенное влияние на стабильность смеси оказывает концентрация пропан-бутана в ней. Отмечено, что при массовой доле пропан-бутана в составном горючем свыше 50% возможен переход смеси в метастабильное состояние, где возможно существование гомогенного раствора.

Так как для ЖРДМТ характерны вытеснительные системы подачи топлива, то особый интерес представляет возможность получения характеристик самовытеснительной системы.

При анализе процесса самоопорожнения бака с горючим предполагаем, что теплообмен между смесью и

окружающей средой отсутствует. Рассматривая паровую и жидкую фазы компонента как единую термодинамическую систему, допускаем, что единственной работой, совершаемой системой, является работа расширения при вытеснении смеси из бака под давлением ее насыщенных паров. Также предполагаем, что процесс вытеснения является равновесным, т. е. термодинамические параметры смеси в любой момент времени находятся в соответствии с линией насыщения.

Принимая во внимание перечисленные выше особенности, процесс самоопорожнения бака можно описать с помощью системы безразмерных уравнений [2]

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\bar{T}}{d\bar{\tau}} &= \bar{T} \frac{(A_4 \bar{T}^{n_i} - A_2) \bar{m}}{A_2 A_3 - A_1 A_4}, \\ \frac{d\bar{V}''}{d\bar{\tau}} &= \frac{(A_3 \bar{T}^{n_i} - A_1) \bar{m}}{A_1 A_4 - A_2 A_3}, \\ \bar{m} &= \bar{T}^{n'_p} \frac{\sqrt{1 + B^2 \bar{T}^{n_p - n'_p}} - 1}{\sqrt{1 + B^2} - 1}, \\ \bar{V}_{\text{BH}} &= \int_0^{\bar{\tau}} \bar{m} \bar{T}^{-n'_p} d\bar{\tau}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $\bar{m}$ – массовый расход;

$\bar{T}$ – температура системы;

$\bar{\tau}$ – время;

$\bar{V}_{\text{BH}}$ – объём вытесненной жидкости из бака;

$$A_1 = (1 - \bar{V}'') (n_i + n'_p) \bar{T}^{n_i + n'_p} + k_1 n'_p \bar{T}^{n''_p} \bar{V}'' - k_2 (1 + \bar{V}_{\text{BH}}) \bar{T}^{n_p}; \quad (2)$$

$$A_2 = k_1 \bar{T}^{n''_p} - \bar{T}^{n_i + n'_p}; \quad (3)$$

$$A_3 = (1 - \bar{V}'') n'_p \bar{T}^{n'_p} + k_3 n''_p \bar{V}'' \bar{T}^{n''_p}; \quad (4)$$

$$A_4 = k_3 \bar{T}^{n''_p} - \bar{T}^{n'_p}, \quad (5)$$

где $\bar{V}''$ – объём газовой фазы в баке;

$$k_1 = \frac{i''_0 \rho''_0}{i'_0 \rho'_0}; \quad k_2 = \frac{p_0}{i'_0 \rho'_0}; \quad k_3 = \frac{\rho''_0}{\rho'_0}, \quad (6)$$

где i'_0, i''_0 – удельные массовые энтальпии жидкой и газовой фазы смеси в баке до начала вытеснения соответственно;

ρ'_0, ρ''_0 – плотность жидкой и газовой фазы смеси в баке до начала вытеснения соответственно;

p_0 – давление в баке до начала вытеснения;

n_p, n_i, n'_p, n''_p – показатели степеней, определяемых из зависимостей

$$p = T^{n_p}, i' = T^{n_i}, \rho' = T^{n'_p}, \rho'' = T^{n''_p}; \quad (7)$$

B – безразмерный параметр, определяемый по формуле

$$B = \sqrt{\frac{2p_0}{\rho'_0}} \cdot \frac{1}{k_m} \frac{\mu_c F_{кр}}{\beta \mu_\phi F_\phi}; \quad (8)$$

где μ_ϕ, μ_c – коэффициенты расхода форсунок и сопла ЖРДМТ;

$F_\phi, F_{кр}$ – проходные площади форсунок и сопла ЖРДМТ;

β – расходный комплекс;

k_m – массовое соотношение компонентов топлива.

Система безразмерных уравнений (1) позволяет определить параметры энергоизолированного процесса самоопорожнения бака с компонентами топлива, имеющего повышенное давление насыщенных паров при нормальной температуре.

С помощью системы безразмерных уравнений (1) был описан процесс самоопорожнения бака с аммиаком [2], (рис. 1).

Анализ результатов экспериментов по определению давления насыщенных паров составного горючего в процессе самоопорожнения бака показал, что кривые изменения параметров опорожнения бака с составным горючим имеют аналогичный характер распределения, как и в случае опорожнения бака с аммиаком. Установлено, что в случае самоопорожне-

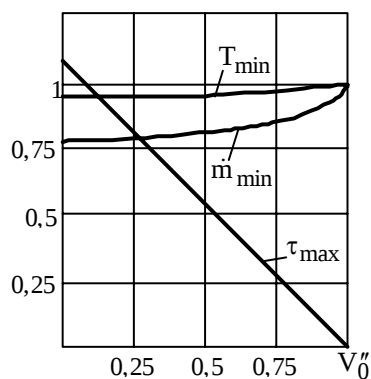


Рис. 1. Параметры процесса самоопорожнения бака в зависимости от начального объема газовой подушки

ния бака с составным горючим на основе ранее упоминавшихся компонентов, изменение температуры незначительно и находится в пределах 5%. Максимальное изменение массового расхода и давления насыщенных паров составляет около 20 – 30%.

Перспективы дальнейших исследований. Рассмотренные смеси на основе углеводородных горючих можно также применить в вытеснительных системах питания, предназначенных для впрыска в сверхзвуковой поток с целью создания управляющих усилий в исполнительных ДУ [3]. Поэтому особый научный и практический интерес представляет определение параметров таких систем и описание процессов, происходящих в них.

Выводы. Доказано, что предложенные смеси на основе углеводородных горючих обладают высокой стабильностью в широком температурном диапазоне, а также повышенным давлением насыщенных паров, что определяет возможность их применения в самовытеснительных системах подачи топлива.

Литература

1. Боксерман Ю.И., Мкртычан Я.С., Чириков К.Ю. Перевод транспорта на газовое топливо. – М.: Недра, 1988. – 220 с.
2. Безуглый С.В., Грушенко А.М. Теоретическое описание процессов в самовытеснительных системах подачи топлива генераторов газовых струй // Высокотемпературные газовые потоки, их получение и диагностика: Сб. науч. тр. – Харьков: ХАИ, 1987. – С. 25–34.
3. Коваленко Н.Д. управление сверхзвуковыми газовыми потоками в реактивных соплах. – К.: Наук. думка, 1992. – 208 с.

Поступила в редакцию 25.05.03

Рецензенты: д-р физ.-мат. наук, профессор А.В. Бастеев, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; д-р техн. наук, профессор И.М. Приходько, Харьковский военный университет, г. Харьков.

СОГЛАСОВАННЫЕ МЕТОДЫ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ И ТРЕХМЕРНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЕНЦОВ ТУРБОМАШИН

М.Л. Угрюмов, канд. техн. наук, доц., А.М. Цегельник, ассистент,

С.А. Прокофьев, аспирант,

Национальный аэрокосмический университет, г. Харьков,

А.В. Меняйлов, канд. техн. наук, ЗМКБ «Прогресс», г. Запорожье, Украина

Введение

Обратная задача как задача определения формы профиля, обеспечивающего заданное распределение давления (или скорости) жидкости по профилю, сформулирована достаточно давно и исследовалась многими авторами. Обзоры этих работ, относящихся к различным аспектам проблемы, имеются в публикациях [1 - 4].

Постановка ОКЗА осуществляется в несколько этапов.

Первый этап состоит в выборе математической модели изучаемого физического явления. Обычно используются модели безотрывного обтекания:

- безвихревого течения идеальной несжимаемой жидкости;
- безвихревого течения сжимаемого газа;
- вихревого течения сжимаемого газа с учетом вязкости в приближении пограничного слоя.

Второй этап в постановке ОКЗА состоит в задании исходного распределения давления (или скорости). Одно из основных требований, которому оно должно удовлетворять — соответствие физической модели, принятой при постановке задачи (так называемые условия совместимости исходных данных - УСИД).

Другое требование вытекает из принятой в ОКЗА схемы плавного обтекания: распределение давления (скорости) нужно задавать так, чтобы течение было безотрывным. Это требование является существенным, так как не только удовлетворяет УСИД, но и обеспечивает малую величину сопротивления. При выборе исходных данных важен также учет условий, обеспечивающих наилучшие эксплуатационные свой-

ства реализованного решения. К ним относятся требования максимизации аэродинамического качества решетки, минимизации профильного сопротивления, поперечного градиента, ограничения на толщину профиля, кривизну его контура, а также условия замкнутости и простоты (отсутствия точек самопересечения).

Названные условия конструктивной реализуемости и разрешимости (УР) обратной задачи определяют классы гидродинамически целесообразных распределений давлений (ГЦРД).

Обзор современного состояния проблемы построения решеток профилей методами теории ОКЗА позволяет сделать следующие выводы:

1. К настоящему времени подавляющая часть работ выполнена в рамках модели безвихревого течения идеальной несжимаемой жидкости.
2. Методы решения ОКЗА для моделей течения сжимаемого газа на базе полного уравнения потенциала скорости, в рамках теории малых возмущений, уравнения для функции тока и т.п., содержат трудности, связанные с расчетом скачка уплотнения в сверхзвуковой зоне. Поэтому их область применения ограничена.
3. Класс течений без скачков уплотнения является довольно узким. Обтекание со скачками уплотнения может иметь практическую значимость, если скачки будут обладать слабой интенсивностью. Поэтому в случае трансзвуковых течений проблема соединения вычислительных программ решения прямой задачи, позволяющей получить оценку волновых потерь и модификации геометрии исходных решеток профилей, является актуальной.

4. В большинстве работ по ОКЗА для сжимаемых течений существенного внимания роли ограничений и корректности постановок обратных задач не уделялось.

Таким образом, проблемами теории ОКЗА для вихревых сжимаемых течений остаются построение:

- класса ГЦРД, удовлетворяющих УСИД и УР, через исходные данные (ИРД), позволяющего при использовании его элементов в качестве данных вместо ИРД, получать решения ОКЗА как элементы множества корректности;
- методов регуляризации для обеспечения единственности и устойчивости решения ОКЗА относительно малых возмущений входных данных;
- применения алгоритмов, позволяющих существенно сократить затраты вычислительных ресурсов.

Ниже рассмотрена постановка вариационной задачи аэродинамики (ВЗА) построения диффузорных решеток профилей при установившемся безотрывном обтекании в потоке идеального политропного газа с учетом вязкости в приближении пограничного слоя.

Параметризация и выбор исходного распределения давления

Класс исходных данных вариационной ВЗА π_1 вводится как множество исходных распределений давлений $P_1(s)$, задаваемых в физической плоскости как функции дуговой абсциссы s искомого контура γ для каждой из сторон профиля в отдельности, удовлетворяющих системе обязательных ограничений

$$P_j(P_1) \leq \varepsilon_j < \infty, \\ \pi_1 = \{P_1(s) \in \pi : P_j(P_1) \leq \varepsilon_j < \infty, j=1,m\}, \\ \pi_1 \subset \pi,$$

$$\pi = \{P(s) \in C, s \in [S_{LE}^s, S_{TE}^s], \\ s \in [S_{LE}^p, S_{TE}^p] : \|P(s)\| \leq \varepsilon < \infty\},$$

где C - класс кусочно-гладких функций.

Параметризуем $P_1(s)$ заданием вектора P_1^0 так, что

$$P_1(s) = P_1(P_1^0, s).$$

Поиск оптимального исходного распределения давления (ИРД) может быть сведен теперь к нахождению вектора $\tilde{P}_1^0$:

$$\tilde{P}_1^0 = \arg \min_{P_1^0} \{ \zeta_\pi [P_1(P_1^0, s)] : P_1 \in \pi_1 \},$$

где ζ_π - критерий качества, условный экстремум которого ищется на множестве π_1 .

Для выбора оптимального ИРД могут быть естественным образом использованы данные о пограничном слое. В задачах пограничного слоя исходными данными являются распределения скоростей как функции дуговой абсциссы s контура для каждой из сторон профиля в отдельности. Если ограничиться рассмотрением изэнтропических течений, то между ИРД и исходным распределением скорости (ИРС) устанавливается взаимно однозначное соответствие через газодинамические функции (GDF). Тогда выбор ограничений и поиск оптимального ИРД целесообразно свести к изопериметрической задаче нахождения вектора, задающего оптимальное ИРС:

$$\tilde{U}_1^0 = \arg \min_{U_1^0} \{ \zeta_\pi [U_1(U_1^0, s)] : U_1 \in W_1 \},$$

где множество W_1 является образом множества π_1 , причем

$$U_1 = GDF(P_1) \text{ или } P_1 = GDF^{-1}(U_1).$$

Оптимальное распределение скоростей в области сопряжения пера лопатки с торцевой стенкой отличается от распределения, реализуемого в центральных по высоте лопатки сечениях на режимах минимума профильных потерь (или максимального качества), рядом особенностей:

- снижены скорости вдоль выпуклой поверхности лопатки вблизи входной кромки;
- реализуется диффузорный участок вдоль вогнутой поверхности во входной по потоку части профиля.

В совокупности указанные признаки обеспечиваю

тенсивности поперечных пристенных течений в канале в целом, повышение устойчивости к отрыву пограничных слоев в двугранном угле.

При построении решения ВЗА существенно предположение о малости толщины вытеснения пограничного слоя δ^* . Требование малости δ^* выполняется только в том случае, если профиль обтекает безотрывно. Поэтому задаваемое ИРС должно быть таким, чтобы рассчитанный по нему пограничный слой оставался безотрывным по всему контуру профиля.

Учитывая вышеуказанные особенности оптимальное ИРС целесообразно искать в классе исходных данных W_1 - параметрически задаваемых кусочно-гладких функций $U_1(s^\circ)$ безразмерной дуговой абсциссы $s^\circ = s/s_m$ (s_m - длина дуги от входной до выходной кромок) контура для каждой из сторон профиля в отдельности:

— для стороны разрежения

$$\begin{aligned} U_1(s) &= U_{1s}(1 - (s_{1s} - s)^n / s_{1s}^n), s \in [0, s_{1s}], \\ U_1(s) &= U_{2s} = U_{1s}, s \in [s_{1s}, s_{2s}], \\ U_1(s) &= U_s(U_{2s}, H_s, U_{3s}), s \in [s_{2s}, 1], \end{aligned} \quad (1)$$

— для стороны давления

$$\begin{aligned} U_1(s) &= U_{1p}(1 - (s_{1p} - s)^n / s_{1p}^n), s \in [0, s_{1p}], \\ U_1(s) &= U_p(U_{1p}, H_p, s_{1p}), s \in [s_{1p}, s_{2p}], \\ U_1(s) &= a_0 + a_1s + a_2s^2, s \in [s_{2p}, 1], \end{aligned} \quad (2)$$

где $U_1 = q/q_{LE}$ - относительная скорость;

$(U_1, n)_{s,p}$ - положительные константы;

$$(U_1)_{s,p} \geq (U_{i+1})_{s,p} > 0;$$

$(H)_{s,p}$ - формпараметры пограничного слоя на участках торможения вдоль контура профиля;

$$\begin{aligned} a_0 &= b_0/b, a_1 = b_1/b, a_2 = b_2/b, \\ b_0 &= s_{2p}^2 U_{3p} + U_{2p}(1 - 2s_{2p}) - cs_{2p}(1 - s_{2p}), \\ b_1 &= -2s_{2p}(U_{3p} - U_{2p}) + c(1 - s_{2p}^2), \\ b_2 &= U_{3p} - U_{2p} - c(1 - s_{2p}), \\ b &= (1 - s_{2p})^2, U_{2p} = U_p(s_{2p}), c = U'_1(s_{2p} + 0); \end{aligned}$$

$(U)_{s,p}$ - функции, построенные на основе решения обратной задачи теории пограничного слоя из условия

постоянства формпараметра $(H)_{s,p}$ пограничного слоя на участках торможения контура профиля; $(s_1, s_2)_{s,p}$ - дуговые абсциссы, отсчитываемые от входной кормки $s=0$, в физической плоскости характерных точек (точек сопряжения) распределения на контуре скорости $U_1(s)$ для каждой из сторон профиля в отдельности. (Верхний индекс при идентификаторах безразмерных физических величин в вышеприведенных и далее соотношениях опущен).

Принималось, что

$$s_{1s} = s_{LE}^s, s_{1p} = s_{LE}^p, c = U'_1(s_{2p} + 0) = 0.$$

В предлагаемой постановке форма профиля в малых окрестностях входной и выходной кромок фиксируется, а вид оптимального ИРС $U_1(s)$ на участках $[0, s_{LE}]$ при достаточно малых (порядка 0.01...0.08) величинах s_{LE} незначительно сказывается на развитии пограничного слоя, поэтому обычно параметры s_{1s} , n_s и n_p фиксировались. Предполагалось дополнительно, что длины дуг $(s_m)_{s,p}$ сторон контуров и циркуляции скорости для искомого Γ_1 и первоначально взятого профиля Γ_0 , обеспечивающие требуемый поворот потока, совпадают, то есть

$$\Gamma_1 = \Gamma_1(q_{LE}, r_{LE}, (n, U_1, H, s_1, s_2)_{s,p}, U_{me}) = \Gamma_0,$$

где Γ_0 - теоретическое значение, найденное при расчетах по схеме безотрывного течения со струйным обтеканием выходных кромок.

Если рассчитанный угол выхода потока α_{TE} решетки первоначально взятых профилей превышает заданный, принималось

$$\Gamma_1 = k_H \Gamma_0 \quad (k_H < 1). \quad (3)$$

Таким образом, поиск оптимального ИРС в классе исходных данных может теперь быть сведен к нахождению решения изопериметрической задачи - вектора, задающего $U_1(s)$, вида

$$\tilde{U}_1^0 = [U_{1s}, H_s, U_{1p}, H_p, s_{1p}, s_{2p}]^T.$$

Задание безотрывных распределений скорости

При установившемся безотрывном обтекании решетки профилей вязким сжимаемым газом с большими числами Рейнольдса типичной является схема те-

чения с тонким пограничным слоем. С учетом малости толщины вытеснения в качестве основного потока около профилей можно рассматривать невязкое обтекание решетки идеальным политропным газом (изотропическое течение) со струями, сходящими с выходных кромок конечной толщины. Это позволяет воспользоваться при решении ВЗА результатами теории пограничного слоя и представить условие отсутствия отрыва потока непосредственно через $U_1(s)$. Известны различные способы задания таких распределений скорости основанные на использовании критериев отрыва. Использование при задании ИРС в качестве условия безотрывности постоянство форм-параметров пограничного слоя, построенных на базе классических критериев безотрывности, позволяет получить соответствующие распределения $U_1(s)$ в явном виде.

Таким образом, построен класс исходных данных W_1 , удовлетворяющих системе обязательных ограничений в форме соотношений (1 - 3) - многопараметрическое семейство ИРС $U_1(s)$, удовлетворяющих УСИД, задаваемых вектором $\tilde{U}_1^0$, размерность которого сведена к минимуму за счет введения упрощений.

Выбор критериев качества и ограничений вариационной задачи аэродинамики

Задачу для внутренней подсистемы нахождения оптимального ИРС $U_1(s)$ удобно представить как частный случай общей задачи оптимального проектирования технических устройств. Будем характеризовать объект разными группами параметров: режимными или проектными Π^0 , которые задаются конструктором; фазовыми переменными или параметрами состояния Φ^0 , устанавливаемыми в процессе расчетов по заданным замыкающим соотношениям; управляющими или регулирующими переменными U^0 , выбор которых определяется данным типом задачи. Изопериметрическую задачу нахождения вектора $\tilde{U}_1^0$, определяющего ИРС $U_1(s)$ при дополнительном

условии (3), можно представить теперь следующим образом: определить -

$$\tilde{U}_1^0 = \arg \min \left\{ \begin{array}{l} \zeta_W \left[\Pi^0, \Phi^0, U_1(U_1^0, s) \right] : \Pi^0 \in D_\Pi, \\ \Phi^0 \left(U_1^0, \Pi^0 \right) \in \left[\Phi_{\min}^0, \Phi_{\max}^0 \right] \\ U_1 \in W_1 \end{array} \right\}$$

где - D_Π - множество имеющих физический смысл режимов;

$$W_1 = \{U_1(s) \in W : u_j(U_1) \leq \varepsilon_j < \infty, j = \overline{1, m}\},$$

$W_1 \subset W$, множество W является образом множества π при отображении его с помощью GDF (газодинамических функций).

Ограничения $u_j(U_1)$ включают в себя заданные функции (1 - 3). В рассматриваемой постановке в вектор $\Pi^0 = (\Pi_1^0, \Pi_2^0, \Pi_3^0)$ входят: геометрические параметры решетки и первоначально взятого профиля $\gamma_0 - \Pi_1^0 = [B, B/T, \nu, r_{LE}, r_{TE}]^T$; параметры потока на входе и выходе из решетки - $\Pi_2^0 = [I_{00}, S_0, \alpha_{LE}, \lambda_{LE}, \alpha_{TE}, \lambda_{TE}]^T$; дополнительные параметры, задающие семейство $U_1(s) - \Pi_3^0 = [n_s, s_{1s}, H_s, n_p, H_p, U_{me}, \Gamma_0, k_H]^T$.

Векторы фазовых и управляющих параметров образованы переменными - $\Phi^0 = [s_{2s}, U_{1p}, U_{2p}]^T$; $U_1^0 = [U_{1s}, s_{1p}, s_{2p}]^T$.

На область изменения фазовых и управляющих переменных накладывались дополнительные ограничения:

- для фазовых параметров
 $\Phi^0: s_{2s} \geq r_{LE}, U_{1p} < U_{s \min}, U_{2p} > U_{p \min};$
- для управляющих параметров
 $U_1^0 : U_{1s} \in [U_{s \min}, U_{s \max}],$
 $s_{1p} \geq r_{LE}, s_{2p} \in (s_{1p}, s_{p \max}),$

где $U_{s \max} = 1.3 \dots 1.55,$

$U_{s \min} = 1.2 \dots 1.3,$

$U_{p \min} = 0.5 \dots 0.7,$

$s_{p \max} = 0.6 \dots 0.9$, что соответствует множеству имеющих физический смысл решений, то есть заданный режим должен быть физически реализуем.

В качестве критерия качества для профилей, располагаемых в центральной части лопаточного венца, обычно принимают коэффициент потерь полного давления $\zeta_w[U_1] = \delta_0[U_1]$, оценка которого ведется с учетом потерь на трение на профиле и кромочных потерь.

Таким образом предложен метод решения ВЗА для внутренней подсистемы. Построен класс исходных данных ВЗА как множество ИРС (ИРД), задаваемых в физической плоскости как функции дуговой абсциссы искомого контура для каждой из сторон профиля в отдельности, удовлетворяющих системе обязательных ограничений. Предложен способ задания фиксированного многопараметрического семейства ИРС (ИРД) вдоль контура профиля, удовлетворяющих УСИД, задаваемых вектором размерность которого сведена к минимуму.

Результаты расчета

В качестве тестовой платформы был выбран венец направляющего аппарата перспективного авиационного двигателя. Результаты расчетов представлены на рис. 1, 2. На рис. 1 представлены распределения скоростей в среднем сечении вдоль контура профиля исходного и модифицированного вариантов лопатки. На рис. 2 представлены распределения потерь полного давления вдоль размаха лопатки исходного и модифицированного венца. В результате оптимизации потери полного давления могут быть уменьшены на 6.6%.

Выводы

Разработанный высокоэффективный численный метод, адекватный физике явления, обеспечивающий точность получаемых результатов соизмеримую с точностью эксперимента, позволяющий решать ВЗА с приемлемыми затратами машинного времени на ЭВМ, доступный широкому кругу пользователей.

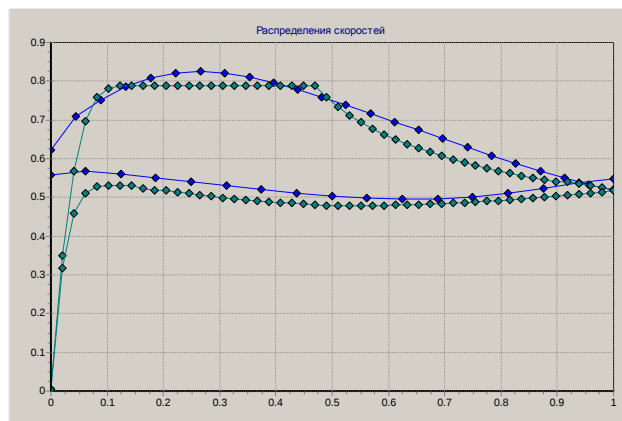


Рис. 1. Распределения скоростей в среднем сечении вдоль контура профиля

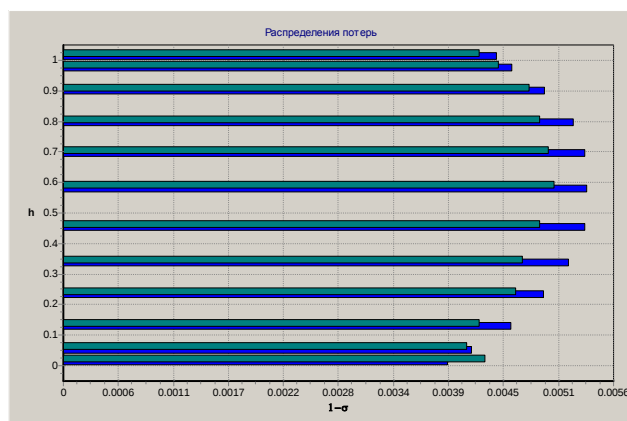


Рис. 2. Распределения потерь полного давления вдоль размаха лопатки

Литература

1. Тумашев Г.Г., Нужин М.Т. Обратные краевые задачи и их приложения.- Казань: Изд-во Казан. ун-та, 1965.- 333 с.
2. Елизаров А.М., Ильинский Н.Б., Потапов А.В. Обратные краевые задачи аэрогидродинамики: Итоги науки и техники.- М: ВИНТИ, 1989.- Т. 23. Механика жидкости и газа.- С. 3-115.
3. Соколовский Г.А., Гнесин В.И. Нестационарные трансзвуковые и вязкие течения в турбомашинах.- К.: Наук. думка, 1986.- 264 с.
4. Lampart P., Yershov S. 3D Shape Optimisation of Turbomachinery Blading // Task Quarterly 6.- 2002.- No 1.- P. 113-125.

Поступила в редакцию 28.05.03

Рецензенты: д-р физ.-мат. наук, проф. А.В. Бастеев, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. техн. наук, доц. каф. «Турбиностроение» А.Н. Тарасов, НТУ «ХПИ», г. Харьков.

ВЗАИМОСВЯЗЬ МЕЖДУ СЛУЧАЙНЫМИ ПРОЦЕССАМИ В ТУРБОВИНТОВЕНТИЛЯТОРНОМ ДВИГАТЕЛЕ

А.В. Иванов,

Запорожское машиностроительное конструкторское бюро "Прогресс", г. Запорожье, Украина

Современный газотурбинный двигатель представляет собой сложную и чувствительную к отклонениям от расчетных режимов работы систему. Режим работы газотурбинного двигателя определяется как параметрами управляющих воздействий, так и параметрами возмущений, связанных с колебаниями газовоздушного потока на входе в двигатель и вдоль его тракта. Значение данных параметров определяется как регулярной составляющей, так и случайными отклонениями, что делает протекающие в двигателе процессы нестационарными во времени.

Согласно [1] нестационарные во времени процессы можно представить в виде суммы неслучайной функции времени $\varphi(t)$ и стационарной случайной функции $Z(t)$ с нулевым математическим ожиданием

$$X(t) = \varphi(t) + Z(t). \quad (1)$$

Составляющая $\varphi(t)$ является переменной величиной, поэтому математическое ожидание $m_x(t)$ случайной функции $X(t)$ зависит от времени

$$m_x(t) = \varphi(t) + m_z, \quad (2)$$

где m_z – математическое ожидание стационарной случайной функции $Z(t)$.

Функцию $\varphi(t)$ представляем в виде степенного полинома n -й степени

$$\varphi(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + \dots + a_n t^n, \quad (3)$$

где $a_0, a_1, a_2, \dots, a_n$ – коэффициенты степенного полинома,

t – время.

Для выделения неслучайной функции $\varphi(t)$ из нестационарных случайных процессов применен метод группового учета аргумента (МГУА) [2]. При этом

весь диапазон известных значений процесса разбивался на обучающую последовательность и проверочную. По обучающей последовательности методом наименьших квадратов проводился расчет коэффициентов сглаживающих полиномов при различной степени полинома. Проверочная последовательность использовалась для выбора оптимальной степени сглаживающего полинома.

При выборе оптимальной степени сглаживающего полинома в качестве критерия регулярности использовался коэффициент корреляции [2]

$$K_{qq} = \frac{\sum_{i=1}^N q_i^* \cdot q_i}{\sqrt{\sum_{i=1}^N (q_i^*)^2 \cdot \sum_{i=1}^N q_i^2}} \rightarrow 1, \quad (4)$$

где K_{qq} – коэффициент корреляции;

q_i, q_i^* – полученные по обучающей и проверочной последовательностям значения процесса в i -й точке ($i=1, 2, \dots, N$);

N – число точек.

Как следует из (1), после вычитания из заданных нестационарных процессов неслучайных функций времени (рассчитанных с помощью МГУА) процессы приобретают стационарный характер. Расчеты показывают, что математическое ожидание и корреляционные функции полученных стационарных процессов стремятся к нулю, что свидетельствует о корректности применения алгоритма МГУА в задаче выделения неслучайной составляющей из нестационарных процессов.

На рис. 1 представлены графики законов распределения и корреляционных функций некоторых процессов, протекающих в турбовинтовентиляторном

двигателе на крейсерском участке полета. Данные взяты из бортовой системы регистрации самолета. Дискретность съема данных из системы регистрации составляла 20 Гц.

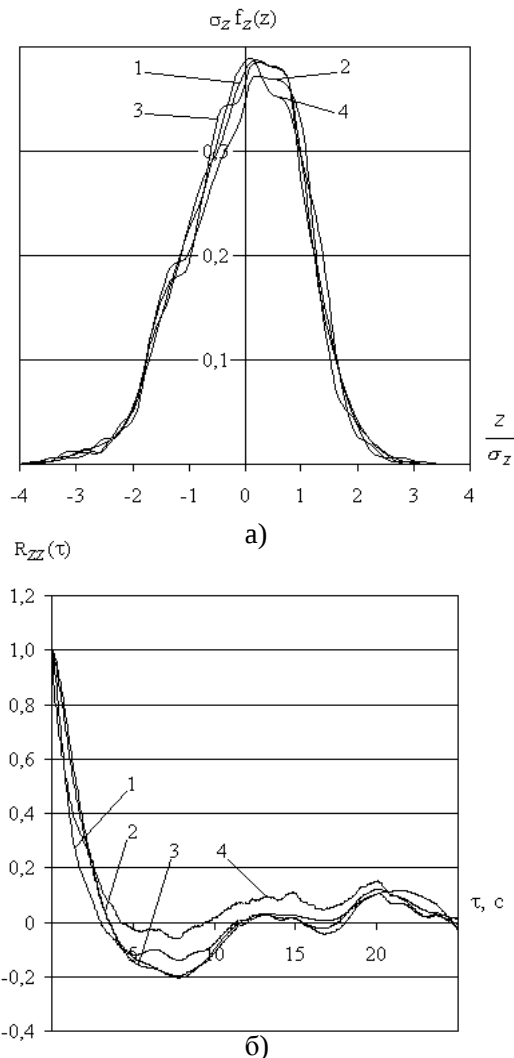


Рис. 1. Графики законов распределения (а) и корреляционных функций (б) для температуры газов за турбиной низкого давления $T_{ТНД}$ (1), частоты вращения ротора низкого давления $N_{НД}$ (2), частоты вращения ротора высокого давления $N_{ВД}$ (3) и давления воздуха за компрессором высокого давления P_K (4).

Расчет корреляционных функций проводился по формуле [1]

$$R_{zz}(\tau_n) = \frac{1}{\sigma_z^2} \frac{1}{N-n} \sum_{k=1}^{N-n} [Z(t_k) - m_z][Z(t_{k+n}) - m_z], \quad (5)$$

где N – общее количество точек процесса;

n – интервал корреляции;

$Z(t_k)$ – значение стационарной случайной функции процесса в k -й точке,

σ_z – среднеквадратическое отклонение процесса.

Дифференциальные законы распределения нормализованы относительно среднеквадратического отклонения σ_z . Большая длина реализации случайных процессов ($N = 5000$) обеспечила достоверность определения законов распределения по критерию согласия Колмогорова с доверительным интервалом $\Delta F = 0,02$ и доверительной вероятностью $p_z = 0,998$ в диапазоне значений амплитуд $z = \pm 3\sigma_z$.

Для оценки взаимного влияния случайных процессов, протекающих в двигателе, произведен расчет взаимных корреляционных функций по формуле

$$R_{z_1 z_2}(\tau_n) = \frac{1}{\sigma_{z_1} \sigma_{z_2}} \frac{1}{N-n} \sum_{k=1}^{N-n} [Z_1(t_k) - m_{z_1}] \times [Z_2(t_{k+n}) - m_{z_2}], \quad (6)$$

где N – общее количество точек процесса;

n – интервал корреляции;

$Z_1(t)$, $Z_2(t)$ – значения стационарных случайных функций процессов, участвующих в расчете;

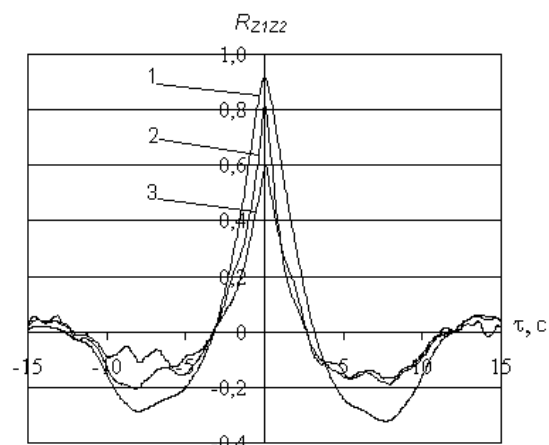
σ_{z_1} , σ_{z_2} – значения среднеквадратических отклонений процессов, участвующих в расчете.

Полученные взаимные корреляционные функции стационарных процессов изображены на рис. 2.

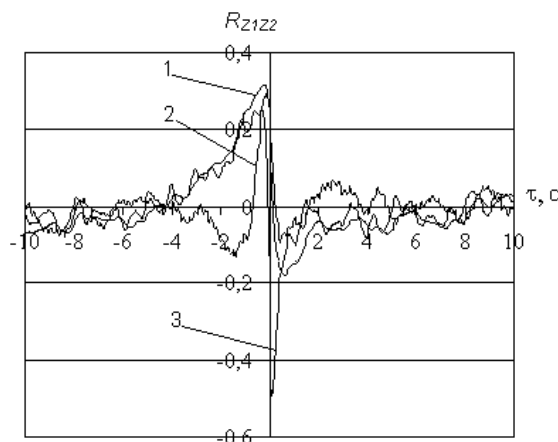
Как видно из графиков, взаимные корреляционные функции, представленные на рис. 2, а, симметричны относительно оси ординат, что говорит об одинаковом взаимном влиянии случайных процессов друг на друга. Величина корреляционной связи между данными процессами сохраняется более 0,5 на интервале времени 1,5 - 2 с.

Корреляционные функции, представленные на рис. 2, б, несимметричны относительно оси ординат, что говорит о разном взаимном влиянии процессов друг на друга. Так, из анализа взаимной корреляционной функции случайных составляющих изменения суммарной степени повышения давления в компрессоре (π_K) и расхода топлива (G_T) видно, что изменение

π_k влияет на изменение G_T на интервале корреляции до 0,5 с, пик корреляционной связи приходится на интервал времени 0,05 - 0,1 с. При этом влияние изменения G_T на изменение π_k проявляется на интервале корреляции до 3,5 с, пик корреляционной связи не явно выражен и приходится на интервал времени 0,3-0,4 с.



а)



б)

Рис. 2. Графики взаимных корреляционных функций случайных составляющих частот вращения роторов высокого и низкого давления (1 а), давления воздуха за компрессором высокого давления и температуры газов за турбиной низкого давления (2 а), давления воздуха на входе в двигатель и давления воздуха за компрессором высокого давления (3 а), суммарной степени повышения давления в компрессоре и температуры газов за турбиной низкого давления (1 б), частот вращения переднего и заднего винтов (2 б), суммарной степени повышения давления в компрессоре и расхода топлива (3 б)

Из анализа полученных материалов следует:

- использование метода группового учета аргумента позволяет выделять с достаточной точностью неслучайную составляющую из нестационарных процессов;
- для исследуемых стационарных процессов полученные законы распределения амплитуд близки к нормальному закону распределения. Корреляционные функции стремятся к нулю, что говорит об их эргодичности;
- применение взаимных корреляционных функций позволяет оценивать степень и характер взаимосвязи между случайными процессами, протекающими в двигателе.

Полученные материалы могут быть использованы при разработке математических моделей, учитывающих случайные возмущения, действующие на двигатель.

Литература

1. Лившиц Н.А., Пугачев В.С. Вероятностный анализ систем автоматического управления. – Ч. 1. – М.: Сов. радио, 1960. – 895 с.
2. Ивахненко А.Г., Зайченко Ю.П., Димитров В.Д. Принятие решений на основе самоорганизации. – М.: Сов. радио, 1976. – 280 с.

Поступила в редакцию 23.05.03

Рецензенты: канд. техн. наук, доцент А.Ф. Коляда, Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье; нач. отдела В.А. Седристый, ГП ЗМКБ «Прогресс», г. Запорожье.

ПОЭЛЕМЕНТНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТУРБОВИНТОВЕНТИЛЯТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ Д-27

О.Ф. Муравченко, канд. техн. наук, А.Н. Хусточка

ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, г. Запорожье, Украина

В ГП ЗМКБ «Прогресс» широко применяются математические модели (ММ) как отдельных элементов, так и двигателя в целом. Накоплен большой опыт по разработке математических моделей двигателей Д-36, Д-18Т, Д-436Т1, АИ-336 и др. ММ используются при проектировании, испытаниях, доводке, эксплуатации, диагностики и модернизации ГТД. На основании расчетов по термогазодинамической ММ двигателя АИ-25ТЛ была обоснована возможность его модернизации с повышением максимальной тяги. Выполненные расчеты были полностью подтверждены в процессе стендовых и летных испытаний [1]. У двигателя, получившего наименование АИ-25ТЛШ (для самолёта L-39U), была увеличена тяга на 7,5% в земных статических условиях и на 13,5% в полете у земли с $M_p=0,6$ без превышения ограничений по прочности конструкции.

Существуют различные методы и уровни моделирования процессов ГТД. В соответствии с [2] условно выделяют следующие уровни:

- нулевой уровень – описание характеристик объекта как «черного ящика» с помощью формальных взаимосвязей;
- первый уровень – объект описан с помощью соотношений и уравнений, отражающих физические взаимосвязи между внутренними подсистемами, которые представлены нулевым уровнем;
- второй уровень – детальное моделирование взаимосвязей между подсистемами, представленными ММ первого уровня.

ММ каждого из уровней имеет свои достоинства и недостатки. Поэтому выбор типа ММ зависит от номенклатуры задач, которые предстоит решить с ее помощью. Главное – чтобы ММ была максимально адекватна реальному объекту. Повышение адекватности ММ может быть обеспечена тремя способами [3]:

1) повышение сложности модели для более полного и точного учета различных физических явлений, определяющих рабочий процесс объекта;

2) идентификация моделей по результатам измерения параметров;

3) идентификация рабочей модели по результатам расчета, выполненного по более точной и сложной модели (например, с подсистемами второго уровня).

Рассматриваемый турбовинтовентиляторный двигатель ТВВД Д-27 как объект моделирования является достаточно сложной системой. Поэтому оптимальной ММ установившихся режимов ТВВД для проектирования, доводки и расчета ВСХ была выбрана поэлементная (модульная) модель первого уровня с иерархическим построением алгоритмов. Такая модель обладает достаточно высокой информативностью, технологична при разработке, идентификации и эксплуатации. Методической основой послужили работы [2 – 6].

Работы по идентификации ведутся в направлении как идентификации характеристик отдельных элементов (модулей) ТВВД, так и характеристик двигателя в целом. Достаточно полный анализ современных методов идентификации ММ ГТД представлен в работе [7].

Собственно математическая модель как конечный продукт предназначена для расчета ВСХ двигательной установки Д-27/СВ-27, в которой СВ-27 – двухрядный соосный винтовентилятор является движителем, а Д-27 – трехвальный газотурбинный двигатель является приводом винтовентилятора.

ММ состоит из трех базовых модулей (рис. 1):

- модель двигателя Д-27;
- модель винтовентилятора СВ-27;
- модель системы автоматического управления.

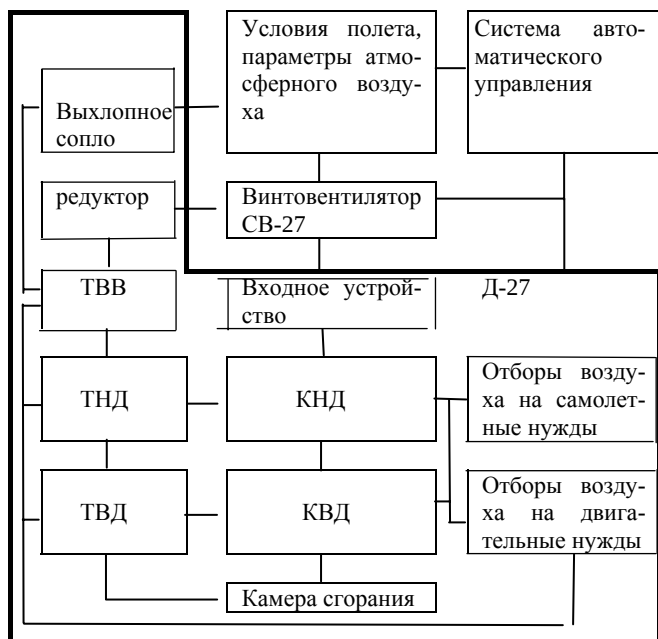


Рис. 1. Структурная схема математической модели ТВВД Д-27

Ядром ММ является модель расчета двигателя Д-27, включающая в себя следующие подмодули:

- входное устройство; редуктор; компрессор низкого давления; компрессор высокого давления; камеру сгорания; турбину высокого давления; турбину низкого давления; турбину винтовентилятора; выхлопное сопло; систему отбора воздуха на двигательные нужды; систему отбора воздуха и мощности на самолетные нужды.

Основные связи между подмодулями описаны уравнениями неразрывности потока и сохранения энергии. Термогазодинамические процессы описаны зависимостями с допущениями, типичными для инженерных расчетов [8]. Термодинамические соотношения, применяемые для описания процессов в узлах двигателя, представлены в ММ в зависимости от свойств рабочего тела, температуры и химического состава продуктов сгорания. Балансировка математической модели сводится к численному решению системы линейных дифференциальных уравнений методом Ньютона - Рафсона с заданной точностью. Библиотека базовых стандартных подпрограмм была разработана в ГП ЗМКБ «Прогресс» в рамках САПР и совершенствуется до настоящего времени. Представленная ММ ТВДД Д-27 реализована в виде про-

граммного продукта на языке FORTRAN for Windows. Интерфейс выполнен на языке DELPHI. Далее описана методология и источники определения характеристик элементов ММ.

Характеристика входного устройства получена на основании обобщения экспериментальных данных при испытаниях на летающей лаборатории Ил-76 и самолете Ан-70. Известно, что наиболее правильным является представление характеристики в виде зависимости $\sigma_{ВХ} = f(Mп, G_{В ПР})$. В процессе обработки экспериментальных данных параметр $G_{В ПР}$ заменялся $\pi^*_{КС}$, измеряемой при летных испытаниях, так как зависимость $G_{В ПР} = f(\pi^*_{КС})$ не расщепляется. Однако при более глубоком анализе зависимость $\sigma_{ВХ} = f(\pi^*_{КС})$ не была установлена. Для практических расчетов принята характеристика $\sigma_{ВХ} = f(Mп)$.

Характеристики редуктора заданы передаточным отношением $i_{ред}$ и механическим КПД $\eta_{мех}$.

Характеристики компрессоров НД и ВД представлены в виде $G_{В ПР}, \eta^*_{К} = f(\pi^*_{К}, n_{КПР})$. Характеристика КНД получена по результатам обобщения испытаний нескольких двухкаскадных газогенераторов. В земных условиях были достигнуты относительные частоты вращения $\bar{n}_{ПР} = 0,95...0,97$. Поэтому по результатам идентификации модели КНД были рассчитаны характеристики на $\bar{n}_{ПР} = 1; 1,05$. Характеристика КНД на режимах с перепуском воздуха из-за 4-й ступени определялась по двумерной ММ осевого компрессора [9].

Характеристика КВД определена на основании результатов испытаний однокаскадного газогенератора. Линия рабочих режимов определена при испытаниях полноразмерного двигателя на гидротормозном стенде. Из-за различия в температурном состоянии ротора ВД при этих испытаниях характеристики компрессора были скорректированы. Далее процесс идентификации проходил следующим образом. Выполнялся расчет характеристик отдельно осевых ступеней и центробежной ступени, потом они суммировались. Суммарная характеристика идентифицировалась с экспериментальными данными. Характеристики компрессоров даны с учетом штатных законов управления

углами установки направляющих аппаратов $\alpha_{\text{вна, на}} = f(n_{\text{пр}})$.

В компрессорах предусмотрены отборы на двигательные и самолетные нужды.

Характеристики камеры сгорания представлены в виде

$$\sigma_{\text{BX}} = f \left(\frac{G_{\text{B}} \sqrt{T_{\text{K}}^*}}{P_{\text{K}}} \right), \quad (1)$$

$$\eta = f \left(\frac{T_{\text{Г}} - T_{\text{КВД}}^*}{T_{\text{Г}}^*} \right), \quad (2)$$

определенных экспериментально.

Характеристики турбин представлены в виде

$$A_{\text{T}}, \eta_{\text{T.УВ}}^* = f \left(\pi_{\text{T}}^*, \frac{n_{\text{T}}}{\sqrt{T_{\text{Г}}^*}} \right). \quad (3)$$

Характеристики ТВД и ТНД получены по результатам испытаний на установке и на двигателе. Расчетные характеристики проидентифицированы с экспериментальными данными.

Характеристики ТВВ экспериментально определялись на установке и на гидротормозном стенде, путем изменения загрузки гидротормоза. На основании этих исследований выполнен расчет характеристик в широком диапазоне.

Характеристика выхлопного сопла представлена в виде коэффициента скорости

$$\varphi_{\text{с}} = f \left(\frac{C_{\text{с}} \sqrt{T_{\text{с}}^*}}{P_{\text{с}}^*} \right). \quad (4)$$

Осевая составляющая тяги сопла определяется как

$$R_{\text{сА}} = R_{\text{с}} \cdot \cos \alpha_{\text{с}},$$

где $\alpha_{\text{с}}$ - угол отклонения вектора тяги от оси двигателя с учетом разворота потока на косом срезе.

Характеристики системы отбора воздуха от компрессора на двигательные нужды представлены схемой отборов и подводов воздуха. Двигательные нужды включают в себя все отборы на охлаждение деталей турбины и компрессора, компенсацию осевых усилий на опорах роторов, уплотнение масляных полостей, суфлирование и утечки.

Характеристики системы отбора воздуха на самолетные нужды представлены в виде зависимостей параметров воздуха на фланцах стыковки с самолетной системой: $T_{\text{ФЛ}}^*, P_{\text{ФЛ}}^* = f(\Delta G_{\text{отб}}, \pi_{\text{КС}}^*)$. Характеристики получены экспериментально и учитывают гид-

равлические и тепловые потери от места отбора воздуха до фланца. Отбор мощности на привод самолетных агрегатов осуществляется от ТВВ.

Характеристики винтовентилятора представлены в виде зависимостей $\alpha = f(\varphi, \lambda)$, $\beta = f(\varphi, \lambda)$, где α - коэффициент тяги винта, β - коэффициент мощности, φ - угол установки лопастей, λ - относительная поступь винта. Характеристики и алгоритм расчета представлены НПП «Аэросила» и АНТК «Антонов».

Модуль системы автоматического управления включает в себя законы управления двигателем и винтовентилятором. Управление винтовентилятором на установившихся режимах осуществляется по закону: $n_{\text{перед вв}} = n_{\text{задн вв}} = f(\alpha_{\text{рул}})$.

Управление расходом топлива осуществляется поддержанием заданной суммарной степени повышения давления $\pi_{\text{КС}}^*$. В зоне низких температур обеспечивается поддержание постоянного значения $\pi_{\text{КС}}^*$ в зависимости от режима работы двигателя с коррекцией по давлению на входе в КНД – так называемый закон регулирования $\pi_{\text{К1}}^*$.

В зоне высоких температур обеспечивается поддержание постоянного значения температуры газа перед турбиной в зависимости от режима работы двигателя по косвенному ограничению $\pi_{\text{КС}}^*$ – так называемый закон регулирования $\pi_{\text{К2}}^*$.

Изложенные выше положения легли в основу программного комплекса, который позволяет выполнять расчеты дроссельных характеристик и ВСХ в двух основных конфигурациях:

- неустановленного двигателя – без винтовентилятора;
- установленного двигателя – с винтовентилятором в составе двигательной установки самолета.

В итоге ММ позволила рассчитать тягово – расходные ВСХ двигателей, находящихся в эксплуатации на самолете Ан-70 №01-02. Для неустановленного двигателя Д-27 определены мощностные и расходные характеристики. Сравнение с результатами испытаний приведено на рис. 2. ММ двигательной

установки передана в АНТК «Антонов» для выполнения практических расчетов по самолету Ан-70.

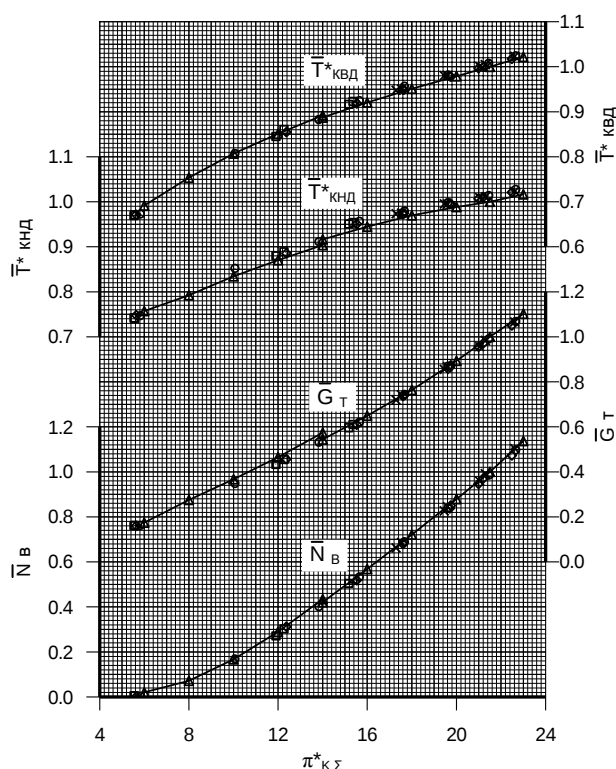


Рис. 2. Дроссельная характеристика двигателя Д-27

$H=0$; $M=0$; CAU

○ □ – данные стендовых испытаний;

— — расчёт по ММ

Кроме того, выполнен расчет параметров по тракту и частоте вращения роторов, послужившие основой для прочностных расчетов. В процессе доводки ряд мероприятий, внедренных на двигателе, моделировался по ММ в целях определения их эффективности и целесообразности, а также для отработки технологии проведения испытаний. На базе модели стационарных режимов разработана динамическая ММ двигателя Д-27.

Дальнейшие направления совершенствования ММ двигателя Д-27, ведущиеся в ЗМКБ «Прогресс»:

- применение современных методов идентификации;
- описание характеристик компрессора и турбины с помощью повенцового расчета;
- учет теплообмена в элементах проточной части;
- повышение сложности ММ винтовентилятора и др.

Литература

1. Денисюк В., Хусточка А. Вторая жизнь АИ-25ТЛ // *Авиация и время*.- 2002.- № 59 (сентябрь).- С. 36-37.

2. Дружинин Л.Н., Щвец Л.И., Ланшин А.И. Математическое моделирование ГТД на современных при исследовании параметров и характеристик авиационных двигателей.- М.:ЦИАМ, 1979.- С. 3-4. (Тр. ЦИАМ № 832).

3. Ахмедзянов А.М., Дубравский Н.Г., Тунаков А.П. Диагностика состояния ВРД по термогазодинамическим параметрам.- М.: Машиностроение, 1983.- С. 99-100.

4. Тунаков А.П. Методы оптимизации при доводке и проектировании газотурбинных двигателей.- М.: Машиностроение, 1979.- 185 с.

5. Математическое моделирование ГТД при проектировании и диагностике / С.В. Епифанов, А.Л. Гальченко, А.К. Бланковский, В.И. Письменный, А.Н. Хусточка // Тез. докл. Всесоюз. науч. конф., Харьков: ХАИ, 1980.- Т. 1.- С. 29-30.

6. Хусточка А.Н. Программа и методика расчета дроссельных характеристик ТРД различных схем (уровень рабочего проектирования).- Техн. отчет: №61/82.- Запорожье: ЗМКБ «Прогресс», 1982.-64 с.

7. Епифанов С.В. Анализ современных подходов к идентификации математических моделей ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.*- Харьков: ХАИ, 2001.- Вып. 23 Двигатели и энергоустановки.- С. 169-174.

8. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.Н. Богаенко, Г.Г. Грабовский, В.А. Дюков, С.А. Кузьменко, Н.А. Рюмшин, А.А. Самецкий.- К.: Техника, 1998.- 310 с.

9. Апробация метода расчета осесимметричного течения в многоступенчатом компрессоре с учетом перепуска воздуха / Л.Г. Бойко, М.А. Ковалев, Е.С. Барышева, О.Ф. Муравченко // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.*- Харьков: ХАИ, 2001.- Вып. 26.- Двигатели и энергоустановки.- С. 72-74.

Поступила в редакцию 27.05.03

Рецензенты: Гл. констр. Г.Р. Крицын, ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, г. Запорожье; д-р. техн. наук. профессор С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», г. Харьков.

МОДЕЛЬ И МЕТОД РАСЧЕТА ТУРБУЛЕНТНЫХ ТЕЧЕНИЙ ВЯЗКОГО ТЕПЛОПРОВОДНОГО ГАЗА

В.М. Лапотко, канд. техн. наук,

Ю.П. Кухтин,

ЗМКБ «Прогресс», г. Запорожье, Украина

1. Исходные предположения, система уравнений

Рассмотрим систему интегродифференциальных уравнений, описывающую течение вязкого газа [1]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho W_j)}{\partial x_j} &= -\frac{1}{V_m} \iint_A \delta_\rho dA; \\ \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho W_j \omega)}{\partial x_j} &= -\frac{1}{V_m} \iint_A \delta_\omega dA; \\ \frac{\partial(\rho W_k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho W_j W_k)}{\partial x_j} + \frac{\partial P}{\partial x_k} &= -\frac{1}{V_m} \iint_A J \delta_k dA; \\ \frac{\partial(\rho(C_V T + \frac{W^2}{2}))}{\partial t} + \frac{\partial(\rho W_j(C_V T + \frac{W^2}{2}))}{\partial x_j} + \frac{\partial(P W_j)}{\partial x_j} &= \\ &= -\frac{1}{V_m} \iint_A \delta_H dA \quad (k=1,2,3). \end{aligned} \quad (1)$$

Дифференциальные операторы, стоящие в левых частях уравнений, описывают бесстолкновительное движение частиц по траекториям в фазовом пространстве. Правые части исходной системы уравнений, представленные интегральными операторами, описывают явления переноса, обусловленные столкновительным перемещением частиц. Идея моделирования явлений тепломассообмена в потоках турбулентных вязких сред посредством математического аппарата источников и стоков была предложена профессором Харьковского авиационного института Д.А. Мунштуковым [1].

2. Способ определения интенсивностей источников и стоков, имитирующих молекулярное воздействие на макродвижение среды

Предложенная система уравнений является незамкнутой из-за неопределенности интегральных составляющих уравнений. В случае явлений переноса, обусловленных хаотическим движением молекул, не-

определенные составляющие могут быть определены исходя из кинетической теории газов [2]:

$$\delta_u = \frac{1}{2} \rho_2 \frac{v}{\ell} - \text{количество массы, поступающей в}$$

объем V_1 из объема V_2 через единицу поверхности за единицу времени в результате молекулярного переноса (рис. 1);

$$\delta_C = \frac{1}{2} \rho_1 \frac{v}{\ell} - \text{количество массы, уходящей из}$$

объема V_1 в объем V_2 через единицу поверхности за единицу времени в результате молекулярного переноса,

где ρ_1, ρ_2 - плотность среды, соответственно в объемах V_1 и V_2 ;

v - коэффициент кинематической вязкости;

ℓ - длина свободного пробега молекулы.

Тогда:

$$\begin{aligned} \delta_\rho &= \frac{1}{S_C} (\delta_C - \delta_u); \\ \delta_\omega &= \frac{1}{S_C} (\delta_C \omega_C - \delta_u \omega_u); \\ \bar{J}_\delta &= \delta_C \bar{W} - \delta_u \bar{W}_u; \\ \delta_H &= \frac{1}{P_r} (\delta_C (C_p T + \frac{W^2}{2})_C - \delta_u (C_p T_u + \frac{W_u^2}{2})_u). \end{aligned} \quad (2)$$

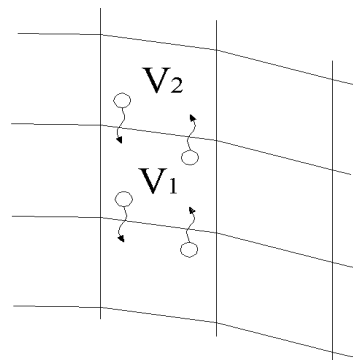


Рис. 1. Схема тепломассообмена между смежными элементами струй тока

3. Способ определения интенсивностей источников и стоков, имитирующих воздействие турбулентных пульсаций на макродвижение среды

В случае явлений переноса, обусловленных хаотическим движением турбулентных молей, исходная система уравнений (1) дополняется, в частности, уравнением для коэффициента турбулентной вязкости. Такое уравнение является аналогом известного уравнения модели переноса турбулентной вязкости Нили и Коважного [3]:

$$\frac{\partial(\rho v_T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho W_j v_T)}{\partial x_j} + k_D \rho \frac{v_T(v_T + v)}{L^2} - k_G / J_\delta /_{cp} = -\frac{1}{V_m} \iint_A \delta_v dA. \quad (3)$$

В этом уравнении:

L - масштаб турбулентности;

k_D, k_G - универсальные постоянные;

$$\delta_v = \frac{1}{S_C} (\delta_C v_T - \delta_u v_{Tu}) \quad - \quad \text{аналогично}$$

соотношениям (2);

$/J_\delta /_{cp}$ - модуль среднего значения величины J_δ для рассматриваемого элемента.

Тогда окончательно для турбулентного течения вязкого газа

$$\begin{aligned} \delta_u &= \frac{1}{2} \rho_u \left(\frac{v}{\ell} + \frac{v_{Tu}}{L_u} \right), \\ \delta_C &= \frac{1}{2} \rho \left(\frac{v}{\ell} + \frac{v_T}{L} \right). \end{aligned} \quad (4)$$

Возможно использование также других, более совершенных моделей турбулентности [1].

4. Метод решения исходной системы уравнений

При решении системы уравнений (1) следует воспользоваться дополнительными связями для C_V, R и P . Для двухкомпонентной среды с компонентами A и B эти связи имеют вид

$$\begin{aligned} C_V &= C_{VA} \omega + C_{VB} (1 - \omega); \\ R &= R_A \omega + R_B (1 - \omega); \\ P &= \rho RT. \end{aligned} \quad (5)$$

Система уравнений (1), дополненная уравнением типа (3) и замкнутая соотношениями (2), (4), (5), решалась по методу расщепления по физическим процессам [4] с использованием метода отслеживания струй тока [5] (Мост) и описанной модели обмена.

В основу разработанного авторами настоящей работы метода отслеживания струй тока положено использование подвижных, так называемых лагранжевых сеток. В этом методе лагранжевые сетки – это ориентированные в направлении течения, бесконечно тонкие, невесомые и непроницаемые для потока сеточные линии. Разработанный универсальный алгоритм обеспечивает совпадение лагранжевых сеток с линиями раздела струй тока. Это исключает численную диффузию. Действенной остается лишь диффузия, обусловленная физической вязкостью и турбулентным движением среды.

Процесс решения исходной системы уравнений на временном шаге можно разделить на два этапа:

Этап 1. *Эйлеров этап*. Моделируется бесстолкновительное перемещение частиц газа по струйкам тока, т.е. методом отслеживания струй тока решается система уравнений (1) без правых частей.

Этап 2. *Диффузионный этап*. Поперек течения между отдельными элементами струй тока моделируются явления переноса, обусловленные хаотическим движением молекул и турбулентных молей.

Краевые условия первого этапа при решении соответствующей прикладной задачи совпадают с краевыми условиями, разработанными для течений совершенного газа [6]. Постановку краевых условий второго этапа рассмотрим подробно лишь на твердом теле. Для свободных границ приемлемо выполнение условий

$$\delta_u = 0, \quad \delta_C = 0. \quad (6)$$

Реализацию краевых условий на твердом теле удобно осуществлять, введя «фиктивные» точки, для которых

$$\begin{aligned}
\rho_T &= \rho_r; \\
\omega_T &= \omega_r; \\
W_{kT} &= 0 \quad (k=1,2,3); \\
W_T & - \text{задано.}
\end{aligned}
\tag{7}$$

Здесь индекс «Т» относится к «фиктивным» точкам, расположенным на теле.

Условие устойчивости полученной явной разностной схемы состоит в том, что допустимый шаг по времени должен удовлетворять не только известному критерию Куранта-Фридрихса-Леви [6]

$$\Delta t \leq \frac{h}{U+a}, \tag{8}$$

но и критериям, которые учитывают процессы переноса, обусловленные физической вязкостью и турбулентным движением среды:

$$\Delta t \leq \frac{h\ell}{3\nu}; \quad \Delta t \leq \frac{hL}{3\nu_T}, \tag{9}$$

где h - шаг разностной сетки,

a - скорость звука.

5. Результаты расчетов

На рис. 2 показано сопоставление результатов расчета обтекания плоской решетки турбомшины по методу, описанному в данной работе с экспериментальными данными, заимствованными из работы [7]. Расчетный КПД профиля СЗХ, определенный по изменению полного давления, составил 0.94.

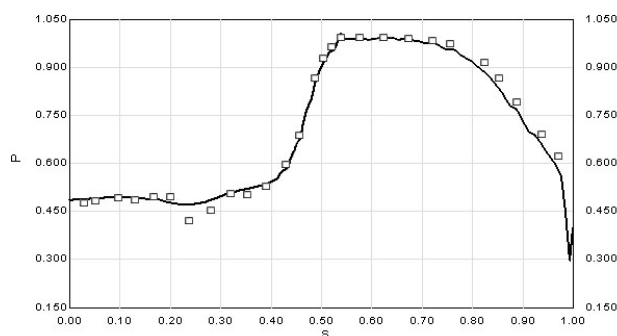


Рис. 2. Распределение статического давления по контуру профиля

На рис. 3 - 6 показаны поля параметров полного давления, безразмерного параметра скорости, турбулентной вязкости и статической температуры.

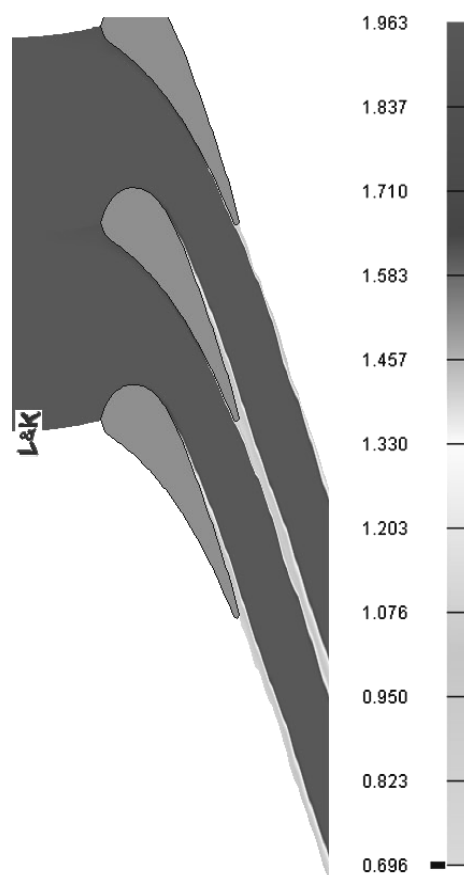


Рис. 3. Поле полного давления

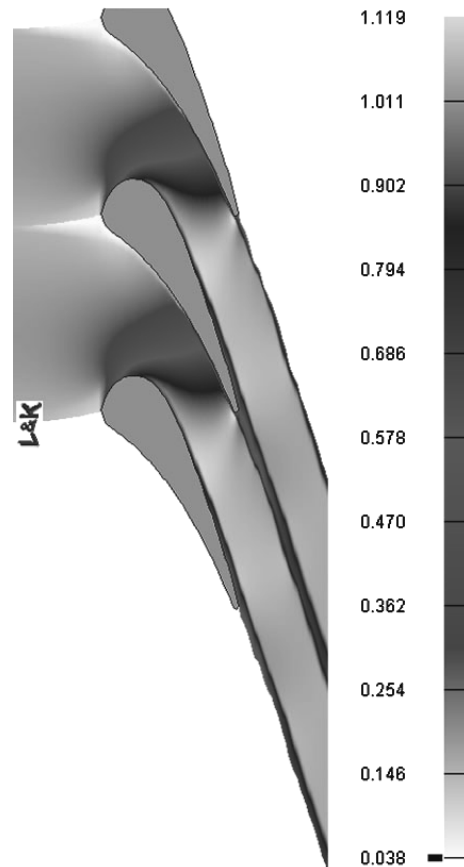


Рис. 4. Безразмерный параметр скорости M

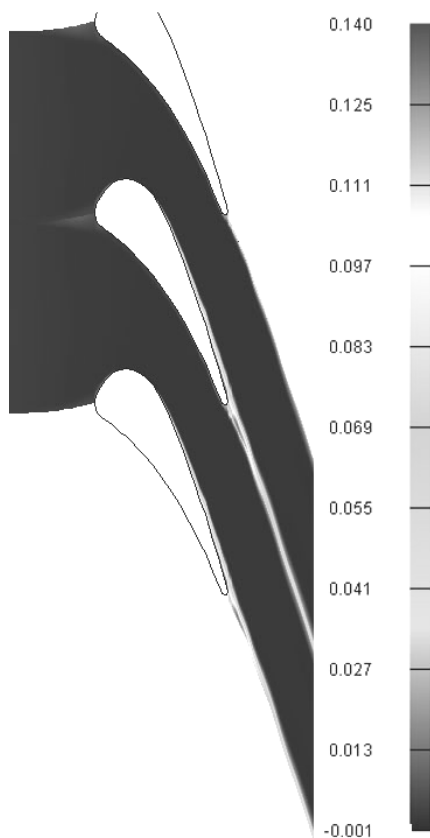


Рис. 5. Поле турбулентной вязкости *1000.0

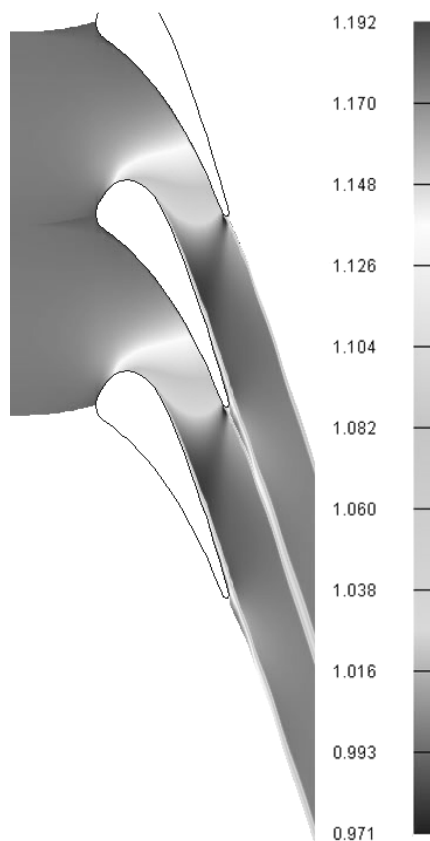


Рис. 6. Поле статической температуры

5. Выводы

Подход к моделированию вязких течений, изложенный в данной работе, позволяет избежать трудностей, связанных с аппроксимацией старших производных уравнений Навье–Стокса. Консервативность данного алгоритма (как для каждой ячейки, так и для всей расчетной области) позволяет проводить численное моделирование сложных нестационарных течений.

Литература

1. Мунштуков Д.А., Лапотко В.М. Модель турбулентного движения среды.- Харьков, 1989.- 12 стр. Деп. в ВИНТИ 22.07.1989 № 7158-B89.
2. Чепмэн С., Каулинг Т. Математическая теория неоднородных газов.- М.: ИЛ, 1960.- 68 с.
3. Турбулентность / Под ред. У. Фроста, Т. Моулдена.- М.: Мир, 1980.- 126 с.
4. Марчук Г.И. Методы вычислительной математики.- М.: Наука, 1977.- 320 с.
5. Лапотко В.М., Кухтин Ю.П. Преимущества использования подвижных, лагранжевых сеток при численном моделировании течений сплошных сред // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 2000.- Вып. 19. Двигатели и энергоустановки.- С. 88-92.
6. Роуч П. Вычислительная гидродинамика.- М.: Мир, 1980.- 220 с.
7. Нили Д.А., Михелк М.С. Измерения теплоотдачи на поверхностях высоконагруженных лопаток соплового аппарата турбины // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер. Энергетические машины и установки.- 1984.- Т. 106, № 1.- С. 86-96.

Поступила в редакцию 18.04.03

Рецензенты: д-р техн. наук, зав. каф. теплотехники и гидравлики, профессор Я.А. Егоров, ЗГТУ, г. Запорожье; канд. техн. наук, вед. констр. А.В. Меньяйлов, ЗМКБ «Прогресс», г. Запорожье.

ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ТРАКТОВ ГЕНЕРАТОРОВ ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКОВ С РАСХОДНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ИХ ПАРАМЕТРАМИ

Ю.И. Евдокименко, науч. сотр., В.М.Кисель, науч. сотр.,

Институт проблем материаловедения НАН Украины, г. Киев,

В.И. Тимошенко, д-р физ.-мат. наук,

Институт технической механики НАН Украины и НКАУ, г. Днепропетровск, Украина

Развитие высокоскоростного газопламенного напыления (ВГПН) потребовало совершенствования тепловой эффективности газодинамических трактов (ГДТ) генераторов высокоскоростных двухфазных потоков.

В существующих системах ВГПН (Jet Kote-23, Top-Gun, Met-Jet, JP-5000) управление потоком газовой фазы, а именно ее ускорение, осуществляется либо воздействием трения в протяженном дозвуковом канале, либо традиционным геометрическим воздействием, либо их комбинацией. При этом процессы нагрева и разгона частиц происходят одновременно при их движении в высокотемпературном потоке продуктов сгорания в канале горелочного устройства (ГУ). ГДТ такой схемы не позволяют в полной мере реализовать энергетический потенциал ВГПН, т.к. условия увеличения скорости и температуры частиц являются взаимоисключающими: для повышения их температуры необходимо увеличивать время нахождения частиц в потоке, а увеличение скорости частиц сокращает время нахождения их в нем. Поэтому во многих случаях не удастся разогнать частицы из тугоплавких материалов до скоростей, необходимых для получения высококачественного покрытия, одновременно расплавив их. Кроме того, в ГДТ традиционной схемы при заданной их геометрии возможности управления характеристиками двухфазного потока ограничены и заключаются лишь в изменении параметров в камере сгорания. Недостатки, присущие традиционному способу, могут быть преодолены при использовании расходного способа управления потоком [1]. Отличительной чертой данного способа является функциональное разделение газодинамического

тракта на участок нагрева частиц в потоке продуктов сгорания, имеющих высокую температуру и невысокую скорость, и участок разгона частиц в сверхзвуковом потоке. Расходный способ управления двухфазным газовым потоком осуществляется за счет подачи компонентов топлива или продуктов сгорания в двух узлах подвода, размещенных на начальном и конечном участках дозвуковой части тракта. Разгон потока до околосвуковой скорости осуществляется во втором узле подвода расходным воздействием, до звуковой – в следующем за ним сопле трения.

Расходный способ предоставляет возможности более гибкого управления характеристиками двухфазного потока за счет варьирования соотношения расходов газовой фазы через узлы подвода, характеризуемого долей расхода высокотемпературного газа, поступающего в поток через первый - передний по потоку - узел подвода, коэффициентом первичного расхода K_{G1} .

При подаче через передний узел подвода 10-50% всего расхода газовой фазы (коэффициент первичного расхода $K_{G1} = 0,1-0,5$) в канале постоянного сечения между узлами подвода устанавливается течение, которое характеризуется невысокой скоростью газового потока, а также его высокими температурой и плотностью (скорость газа соответствует диапазону чисел Маха (0,06...0,39)М, температура и плотность газа в потоке составляет соответственно (0,99...0,98) T_0 и (0,99...0,93) ρ_0), что обеспечивает создание наиболее оптимальных условий для нагрева частиц.

Ввод газовой фазы в узлах подвода горелочного устройства с расходным воздействием на поток (ГУРВ) может осуществляться тремя способами (рис. 1): а - ввод продуктов сгорания из двух незави-

симых камер сгорания (КС); б - ввод продуктов сгорания из общей КС; в - ввод газообразных компонентов топлива и их последующее сжигание непосредственно в канале нагрева.

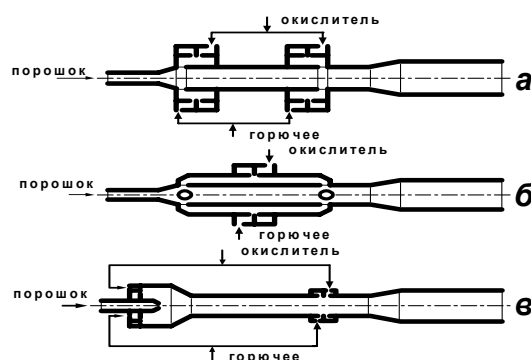


Рис. 1. Компонентные схемы горелочных устройств с расходным управлением газовым потоком

Предварительный анализ показывает, что схемы (а) и (в) более эффективны при применении газообразных топлив, т.к. позволяют использовать камеры сгорания минимального объема, что уменьшает тепловые потери через их стенки. При использовании жидкого горючего для обеспечения максимальной полноты сгорания оптимальна схема (б).

Процессы, происходящие в ГДТ ГУРВ, являются многопараметрическими, и выбор оптимальных значений определяющих параметров и оптимальных режимов работы устройства должен осуществляться с помощью математического моделирования. Существующие математические модели процессов в трактах горелочных устройств для ВГПН [2, 3] описывают двухфазные течения ГДТ традиционной конфигурации. Эти модели, как правило, не учитывают взаимовлияние фаз, изменение состава газовой фазы вдоль тракта и зависимости теплофизических характеристик двухфазного потока от температуры.

Целью настоящей работы является численное исследование характерных особенностей нагрева и ускорения частиц в тракте ГУРВ.

Двухфазный поток в ГДТ описывается с помощью упрощенной модели [1], основанной на квазиодномерных уравнениях газовой динамики, в которых учтены трение и теплообмен двухфазного потока со стенками канала, а также трение и теплообмен между

фазами. Газовая фаза потока представляет собой продукты сгорания углеводородного топлива, дисперсная фаза – твердые сферические частицы одного размера и состава.

Для описания теплового состояния частиц вводится характеризующий его критерий

$$\eta_t = \frac{\Delta H_p(T) - \Delta H_p(T_m)}{Q_m}, \quad (1)$$

где T_m , Q_m – температура и теплота плавления материала частиц.

Критерий теплового состояния η_t характеризует прирост в процессе нагрева удельной энтальпии материала частиц $\Delta H_p(T)$ относительно теплофизических констант материала $\Delta H_p(T_m)$ (энтальпии при достижении температуры плавления) и Q_m . При значении $\eta_t \geq 1$ частицы находятся в полностью расплавленном состоянии, при значении $\eta_t \leq 0$ – в твердом состоянии. В диапазоне значений $0 \leq \eta_t \leq 1$ критерий численно равен доле расплава в массе частицы.

Для анализа энергетических возможностей процесса ВГПН наряду с критерием теплового состояния предложены критерий кинетического состояния частицы

$$\eta_k = \frac{0,5V^2 - \Delta H_p(T_m)}{Q_m}, \quad (2)$$

и обобщающий критерий энергетического состояния частиц

$$\eta_e = \frac{\Delta H_p(T) + 0,5V^2 - \Delta H_p(T_m)}{Q_m} = \eta_t + \eta_k - \eta_o, \quad (3)$$

$$\text{где } \eta_o = -\frac{\Delta H_p(T_m)}{Q_m},$$

а также тепловой К.П.Д. процесса нагрева и разгона дисперсной фазы в горелочном устройстве

$$\eta = K_{2p}(1 + \alpha\chi) \frac{Q_m}{Q_f} (\eta_e - \eta_o), \quad (4)$$

где K_{2p} – коэффициент двухфазности потока,

α – коэффициент избытка окислителя,

χ – стехиометрическое соотношение топливных компонентов,

Q_f – теплотворная способность топлива.

Критерий энергетического состояния частиц η_e характеризует энтальпию материала частиц при условии перехода всей ее кинетической энергии, определяемой критерием кинетического состояния η_k , в тепловую при соударении с поверхностью.

Математическая модель реализована в виде комплекса программ “Two-Phase” [1], позволяющего исследовать термогазодинамические процессы в трактах ГУ в целях оптимизации их геометрических и режимных параметров по различным критериям.

Для расчетного исследования эффективности концепции расходного управления параметрами газового потока была выбрана схема с подачей газовой фазы в ГДТ генератора двухфазных потоков из двух последовательно расположенных и разнесенных по потоку КС (рис. 1, а). Такая схема в большей степени отвечает предположениям, которые принимаются в физико-математической модели. При отсутствии расхода газовой фазы через вторую КС тракт ГУРВ трансформируется в геометрически эквивалентный тракт ГУ традиционной схемы с комбинированным разгонным каналом, что упрощает сравнение эффективности обеих схем.

ГДТ исследуемого двухкамерного ГУ «Град-К» разработки ИПМ НАНУ имеет следующие геометрические характеристики: диаметры дозвукового и сверхзвукового участков – 8 и 14 мм соответственно; длина узла подвода – 5 мм; длина канала нагрева – 120 мм; длина дозвукового участка разгонного канала – 45 мм; длина сверхзвукового цилиндрического участка – 120 мм; угол раскрытия сверхзвукового конфузора - 12° .

Принимались следующие опорные значения определяющих параметров задачи, характерные для кислородно топливного ВГПН: топливная пара – кислород – водород, давление в передней КС 0,8 МПа; коэффициент избытка окислителя $\alpha = 1,0$; материал твердой фазы – оксид алюминия; дисперсность частиц – 20 мкм; коэффициент двухфазности потока $K_{2p} = 0,1$; коэффициент первичного расхода $K_{G1} = 0,1$; температура охлаждаемых стенок тракта – 500 К.

На рис. 2 приведены расчетные распределения параметров двухфазного потока – скорости (а), температуры (б), давления (в) и критерия теплового состояния частиц (г) – вдоль оси тракта ГУРВ (1) и геометрически эквивалентного ГУ традиционной схемы (2). Сплошными линиями показаны параметры газовой фазы, штриховыми – дисперсной.

Анализ зависимостей на рис. 2 показывает, что ГУРВ и традиционное ГУ отличаются значениями параметров газовой фазы только на участке, соответствующем каналу нагрева ГУРВ ($0,05\text{ м} < X < 0,125\text{ м}$), вдоль остальной части тракта распределения практически идентичны: некоторые различия обусловлены меньшими потерями импульса и энтальпии в канале нагрева из-за меньшей скорости потока в нем.

Характерная скорость в дозвуковом канале в ГУ традиционной схемы – 1000 м/с, в канале нагрева ГУРВ – 110 м/с, после ввода во втором узле подвода остального газа в результате расходного воздействия скорость его возрастает до уровня традиционного ГУ.

В дозвуковом разгонном канале ($0,13\text{ м} < X < 0,175\text{ м}$) под действием работы силы трения скорость газа нарастает до скорости звука. Дальнейшее ускорение геометрическим воздействием в коническом сверхзвуковом сопле приводит к тому, что в его конечном сечении скорость газа достигает своего максимального значения (около 2700 м/с), затем в цилиндрическом разгонном канале происходит ее плавное снижение до 2250 м/с.

Температура газа в дозвуковой части традиционного ГУ из-за охлаждения на его стенке и теплообмена с дисперсной фазой снижается от исходного значения 3340 до 3000 К, в то время, как в канале нагрева ГУРВ - до 2750 К, что связано с существенно меньшим количеством газа, участвующего в теплообмене.

В традиционном ГУ процессы ускорения и нагрева частиц протекают одновременно: в конце дозвукового участка частицы (оксид алюминия, дисперсность – 20 мкм) имеют скорость 710 м/с и температуру 1630 К, а на выходе из устройства, соответственно, 1030 м/с и 1760 К (что менее температуры плавления $T_m = 2327\text{ К}$).

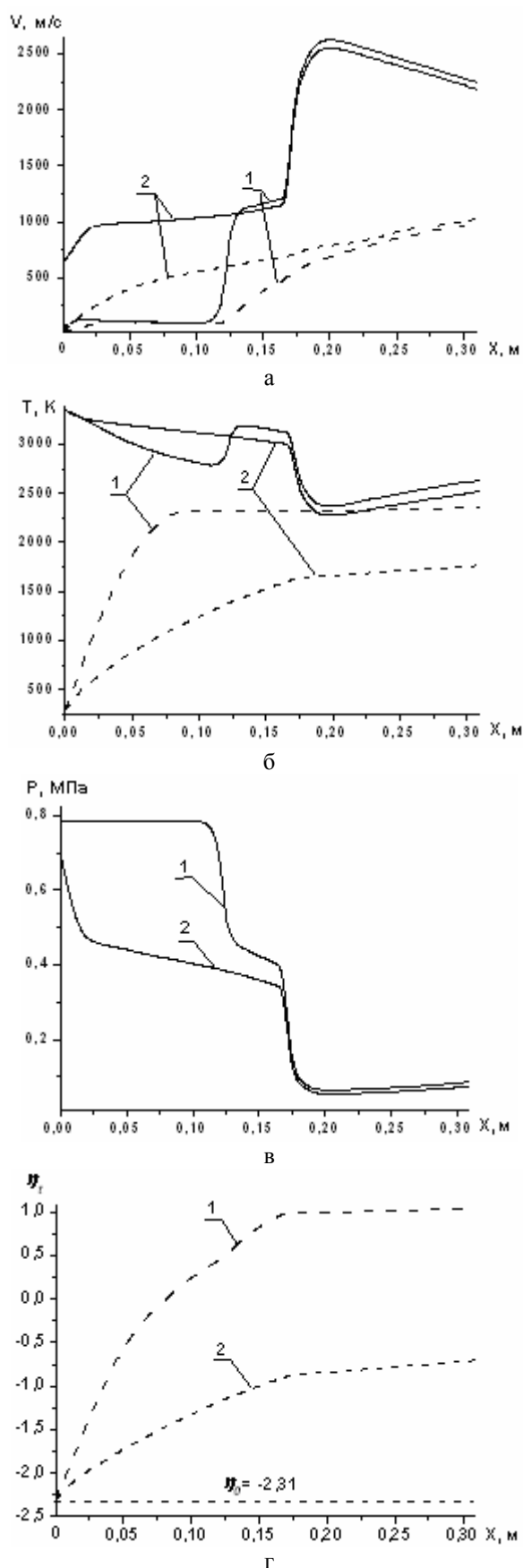


Рис. 2. Распределение параметров двухфазного потока - скорости (а), температуры (б), давления (в) и критерия теплового состояния частиц (г) - вдоль ГДТ кислородно-топливного ГУ при расходном (1) и традиционном (2) воздействии

Скорость частиц дисперсной фазы в конце канала нагрева ГУРВ релаксирует со скоростью потока, а ее среднее значение на этом участке менее 100 м/с. К моменту истечения частицы имеют скорость 990 м/с. Они достигают температуры плавления примерно на середине канала нагрева ($X = 0,08$ м) и к концу дозвукового участка находятся в полностью расплавленном состоянии (критерий теплового состояния $\eta_t = 1$). В сверхзвуковой части тракта частицы находятся в тепловом равновесии с газом и их тепловое состояние не меняется: в выходном сечении частицы представляют собой жидкие капли с температурой, несколько (на 30°) превышающей температуру плавления.

Таким образом, сравнение энергетических параметров частиц в двух рассмотренных случаях показывает, что при практически несущественной разнице скоростей истечения достигнутая энтальпия частиц в ГУРВ более чем вдвое превышает достигнутую в эквивалентном ГУ традиционной схемы: значения теплового критерия η_t при начальном значении $\eta_0 = -2,31$ составляют соответственно 1,04 и $-0,71$. Этому способствует два фактора:

1) время нахождения частиц в дозвуковой части ГУРВ примерно вчетверо больше, чем в такой же части традиционного тракта (0,46 и 1,90 мс соответственно);

2) плотность газа, в значительной степени влияющая на межфазный теплообмен, в канале нагрева почти вдвое выше, на что указывает более высокое давление в потоке.

Эти факторы оказываются более существенными, чем два других, негативно влияющих на нагрев частиц в канале нагрева: снижение скорости скольжения фаз и более интенсивное охлаждение газа в нем.

На рис. 3 приведены расчетные зависимости значений критерия теплового состояния η_t (сплошные линии) и энергетического критерия η_e (штриховые линии) частиц в выходном сечении ГУРВ от коэффициента первичного расхода K_{G1} и дисперсности частиц Al_2O_3 (1 – 10 мкм; 2 – 20 мкм; 3 – 30 мкм;

4 – 40 мкм) при опорных значениях параметров ВГПН и коэффициенте двухфазности $K_{2p} = 0,2$.

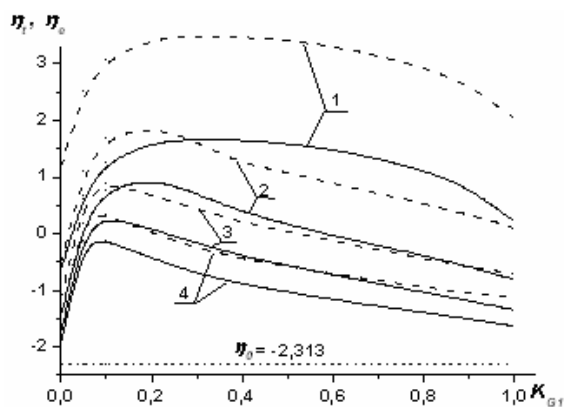


Рис. 3. Расчетные зависимости энергетических параметров частиц в выходном сечении ГУРВ от коэффициента первичного расхода K_{G1} и их дисперсности

- 1 – 10 мкм;
- 2 – 20 мкм;
- 3 – 30 мкм;
- 4 – 40 мкм

Анализ зависимостей (см рис. 3) показывает, что с увеличением дисперсности частиц оксида алюминия оптимальное значение коэффициента K_{G1} , обеспечивающее максимальную тепловую эффективность устройства, смещается в сторону меньших значений (от $K_{G1} = 0,3$ при дисперсности 10 мкм до $K_{G1} = 0,1$ при 40 мкм). Для частиц, достигающих температуры плавления (в данном случае менее 35 мкм) и представляющих наибольший интерес с точки зрения получения покрытий, оптимум K_{G1} находится в диапазоне $K_{G1} = 0,1 \dots 0,2$. Вклад кинетической составляющей в суммарное энергетическое состояние оказывается существенным только для достаточно мелких частиц, находящихся к моменту выхода из горелки в стадии плавления вследствие нагрева (~ 32% и 22%) для частиц дисперсностью 10 и 20 мкм соответственно. Для частиц размером 40 мкм этот вклад не превышает 18%, но этого оказывается достаточно для нагрева при ударе частицы на 50° и перевода в расплавленное состояние ~30% ее массы.

Представленные зависимости позволяют также сравнить тепловые эффективности двухкамерной го-

релки при различных значениях коэффициента K_{G1} и геометрически эквивалентной традиционной горелки ($K_{G1} = 1$). Сравнение значений критерия теплового состояния позволяет сделать вывод, что преимущество двухкамерной схемы в достигаемой энтальпии частиц возрастает с увеличением их дисперсности – для указанных на рис. 3 размеров частиц максимальный выигрыш в приросте энтальпии составляет соответственно 37, 55, 63 и 69%.

Тепловой К.П.Д. ГУРВ, рассчитанный по формуле (4), составляет для частиц размером 10 мкм ~ 21%, 20 мкм - 15%, 30 мкм – 11% и 40 мкм – 9%.

Можно констатировать, что разработанный газодинамический тракт с расходным воздействием на параметры газового потока отличается высокой тепловой эффективностью и при напылении мелкодисперсного порошка оксидной керамики вдвое превосходит традиционный, при этом энергетические параметры частиц оксида алюминия в максимальной степени соответствуют необходимым условиям получения высококачественных покрытий.

Литература

1. Моделирование высокотемпературных двухфазных потоков / И.С. Белоцерковец, В.П. Галинский, Ю.И. Евдокименко, В.Х. Кадыров, В.М. Кисель, В.И. Тимошенко // Материалы и покрытия в экстремальных условиях. – М.: МГТУ, 2002. – Т. 3. – С. 113-153.
2. Yang X., Eidelman S., Lottati I. Proc. 8th Nat. Thermal Conf., Houston, TX, August, 1995. – P. 213-218.
3. Tawfik H.H., Zimmerman F. // J. Therm. Spray Technol. – 1997. – Vol. 6, № 3. – P. 1-8.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Б.П. Урюков, Институт проблем материаловедения им. И.М. Францевича, г. Киев; канд. техн. наук, доц. каф. ракетных двигателей А.М. Грушенко, НАКУ, г. Харьков.

ОСОБЕННОСТИ ТЕОРИИ РАСЧЁТА ТУРБОКОМПРЕССОРОВ С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ

В.А. Шкабура, канд. техн. наук,

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

В поршневых двигателях большой и средней мощности применение турбокомпрессоров стало обычным явлением. Производители двигателей малой мощности на использование турбокомпрессоров идут неохотно, так как уменьшение массы двигателя становится соизмеримым с усложнением его конструкции и технологии изготовления и, конечно, со снижением его надёжности и увеличением стоимости.

Поэтому для двигателей мощностью менее 100 л.с. необходимы турбокомпрессоры, конструктивно более простые и технологичные, например, турбокомпрессор с общим рабочим колесом [1]. Этот тип турбокомпрессоров по сравнению с аналогами имеет меньшие габаритные размеры и массу, а также более низкую стоимость изготовления агрегата. Однако отсутствие хорошо отработанной теории расчёта данных турбокомпрессоров затрудняет их развитие и широкое применение. Известные теории расчёта турбомашин [2 - 6] не позволяют разработать эффективный турбокомпрессор данного типа, так как они не учитывают ряд существенных особенностей их работы. Например, течение газа в межлопаточном пространстве рабочего колеса в таких турбокомпрессорах носит периодический характер, что серьёзно сказывается на особенностях их работы. Поэтому существующие теории расчёта могут лишь приближённо отразить процессы, происходящие в турбокомпрессорах данного типа.

С учётом сказанного цель данной работы состоит в развитии теории расчёта турбокомпрессоров с общим рабочим колесом и в совершенствовании методики их расчёта.

Для удобства проведения расчёта турбокомпрессора с общим рабочим колесом целесообразно расчёт турбинной и компрессорной частей выполнять с по-

мощью общей методики. Поэтому для турбин и компрессоров необходимо использовать общую методологию, а также определить условия, при которых рабочее колесо переходит из компрессорного режима работы в турбинный режим, и наоборот.

Согласно принятой общей схеме (рис. 1) ступень турбомшины состоит из входного направляющего аппарата (ВНА), рабочего колеса (РК) и направляющего аппарата (НА). На основе данной схемы автором статьи разработана общая методика расчёта для осевых, диагональных и радиальных турбин и компрессоров. Она особенно удобна на стадии компоновки машины и при анализе эффективности работающих турбомашин. При её использовании удалось значительно повысить эффективность работы центробежного компрессора [7].

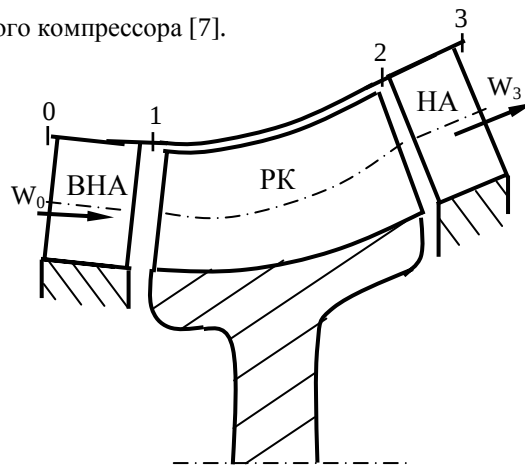


Рис. 1. Общая схема ступени турбомшины

Объединение методик расчёта компрессора и турбины в одну целесообразно для турбокомпрессора с общим рабочим колесом [1] и для облегчения его доводки. Предлагается рабочее колесо турбокомпрессора данного типа называть рабочим колесом смешанного типа, так как оно предназначено для работы в компрессорном и турбинном режимах, а режим его

работы называть смешанным режимом работы.

Рабочее колесо при непрерывном его режиме работы в компрессорном или турбинном режиме по сравнению со смешанным режимом имеет более высокий КПД работы. Однако, если сравнивать два колеса одной производительности и напора традиционной и смешанной схем, то эффективность последней вследствие большего диаметра колеса и высоты лопаток в конечном итоге может быть выше, если обеспечить оптимальные режим работы турбокомпрессора и геометрию его проточной части. Это объясняется уменьшением концевых потерь в решётке и потерь, вызванных утечками и трением диска [4].

Если в обычных турбомашинах подвод и отвод газа выполняется по всей окружности рабочего колеса, то в турбокомпрессоре с общим рабочим колесом подвод активного газа в турбину и пассивного газа в компрессор осуществляется на определённом участке (рис.2) согласно формуле

$$\theta_k + \theta_t + 2\theta_{\text{пер}} = 360^\circ, \quad (1)$$

где θ_k, θ_t - угловая протяжённость компрессорной и турбинной частей;

$\theta_{\text{раз}}$ - угловая протяжённость разделителя.

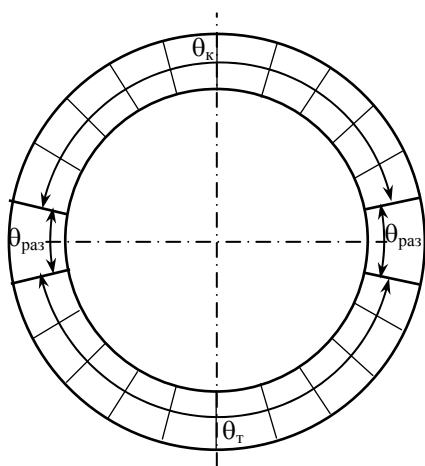


Рис. 2. Схема расположения каналов

Например, площадь проходного сечения канала компрессорной части определяется по формуле

$$F_k = (\pi D_s - z_k t_l / \sin \beta) h_k (\theta_k / 360), \quad (2)$$

где D_s - средний диаметр проточной части;

z_k - число лопаток в компрессорной части;

t_l - толщина лопатки;

β - угол установки лопаток;

h_k - высота канала проточной части.

Снижение универсальности методики расчёта, естественно, позволяет уменьшить сложность расчётной модели, число задаваемых геометрических и режимных параметров турбомашины. Расчёт турбокомпрессора с общим рабочим колесом намного сложнее расчёта обычного турбокомпрессора, так как процесс работы рабочего колеса носит динамичный характер, т.е. рабочее колесо работает периодически в компрессорном и турбинном режимах. Поэтому нестационарный характер процесса его работы необходимо учитывать с помощью коэффициента нестационарности K_τ . Этот коэффициент зависит от целого ряда параметров, а также взаимного расположения впускных и выпускных каналов. Представим их в виде безразмерных соотношений:

$$K_\tau = f(l_{\text{раб}}/l_{k(t)}, W/u, \theta_{\text{пер}}/\theta_k),$$

где $l_{\text{раб}}$ - длина проточной части рабочего колеса,

$l_{k(t)}$ - длина компрессорной (турбинной) части;

w - скорость газа в относительном движении [2];

u - окружная скорость лопаток рабочего колеса.

Продолжительности нахождения лопаток рабочего колеса в компрессорной и турбинной частях турбокомпрессора пропорциональны их угловой протяжённости. Продолжительность одного оборота лопатки

$$\tau = \frac{60}{n} = \tau_k + \tau_t + 2\tau_{\text{пер}}, \quad (3)$$

где n - частота вращения рабочего колеса, мин^{-1} .

Поэтому температура лопаток рабочего колеса в данных турбокомпрессорах значительно ниже температуры турбинных лопаток обычных турбокомпрессоров.

На рис. 3 показаны результаты расчётных и экспериментальных исследований турбокомпрессора с общим рабочим колесом. Неполный учёт влияния нестационарности процесса работы рабочего колеса является причиной существенного расхождения расчётных и экспериментальных значений. Это привело к неоптимальному проектированию турбокомпрессора

и дополнительному перетеканию пассивного газа из компрессорной части в турбинную часть. Поэтому нестационарный характер работы рабочего колеса служит причиной снижения не только его КПД, но и напора.

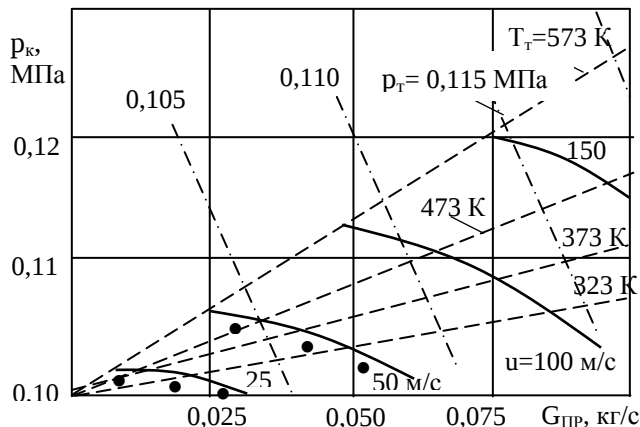


Рис. 3. Характеристика турбокомпрессора с общим рабочим колесом:

— — расчётная;
● — опытная

Проявление инертности газа в межлопаточном канале рабочего колеса учитывается коэффициентом мощности μ [2]. Он зависит от числа лопаток и соотношения диаметров рабочего колеса D_1/D_2 , угла лопатки на выходе из колеса $\beta_{2л}$ и коэффициента расхода ϕ .

Учёт реального течения проводится введением дополнительных поправочных коэффициентов

$$\mu_k = \mu K_s K_\tau K_L, \quad (4)$$

где K_s — коэффициент, учитывающий влияние величины зазора [7];

K_L — коэффициент, учитывающий геометрические особенности лопаток.

Для расчёта потерь механической энергии газа вследствие трения и местного сопротивления в канале рабочего колеса используется подход, который принят для решёток турбомашин [2, 6]

$$\zeta = \zeta_{тр} + \zeta_{кр} + \zeta_{кон} + \zeta_{крив}, \quad (5)$$

где $\zeta_{тр}$ — коэффициент потерь трения;

$\zeta_{кр}$ — коэффициент кромочных потерь;

$\zeta_{кон}$ — коэффициент концевых потерь;

$\zeta_{крив}$ — коэффициент, учитывающий потери энергии из-за радиальной кривизны канала.

Проведенные расчётные и экспериментальные исследования позволили более глубоко изучить и оптимизировать процессы, происходящие в турбокомпрессоре с общим рабочим колесом. Это позволит в скором времени создать более эффективный турбоагрегат и провести его исследование в составе двигателя.

Литература

1. Шкабура В.А. Определение возможности применения турбокомпрессора с одним общим рабочим колесом в маломощных двигателях // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.* — Харьков: ХАИ, 2000. — Вып. 19. Двигатели и энергоустановки. — С. 146-148.
2. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин. — М.: Машиностроение, 1986. — 432 с.
3. Кириллов И.И. Теория турбомашин. — Л.: Машиностроение, 1972. — 536 с.
4. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. — М.: Машиностроение, 1986. — 376 с.
5. Селезнёв К.П., Подобуев Ю.С., Анисимов С.А. Теория и расчёт турбокомпрессоров. — Л.: Машиностроение, 1968. — 408 с.
6. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Гидрогазодинамика. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 384 с.
7. Шкабура В.А., Сысун А.И. К вопросу о совершенствовании турбокомпрессоров для поршневых двигателей // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.* — Харьков: ХАИ, 2002. — Вып. 31. Двигатели и энергоустановки. — С. 66-68.

Поступила в редакцию 25.07.03

Рецензенты: канд. техн. наук, доцент Г.В. Павленко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; д-р техн. наук, профессор А.Л. Шубенко, ИПМаш НАНУ, г. Харьков.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ УСЛОВИЙ СНИЖЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПАРИТЕЛЕЙ С ВНУТРИТРУБНЫМ КИПЕНИЕМ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА

А.Н. Радченко, аспирант, А.А. Сирота, канд. техн. наук,

Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, г. Николаев, Украина

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Особенностью процесса внутритрубного кипения является наличие двух зон с резко отличающейся интенсивностью теплоотдачи: зоны интенсивной теплоотдачи от стенки к омывающей ее жидкости и зоны с крайне низкой интенсивностью теплоотдачи от сухой стенки к пару, содержащему капли жидкости, унесенные из пристенного слоя в первой зоне. Во второй зоне интенсивность теплоотдачи равна таковой к чистому пару. Ее расчет производится по уравнению для теплоотдачи к чистому пару. Паросодержание $x_{гр}$, соответствующее границе двух зон, принято называть граничным. Таким образом, прогнозирование условий снижения тепловой эффективности испарителей напрямую зависит от достоверности нахождения $x_{гр}$.

Существующие методики теплового расчета испарителей, и прежде всего охладителей газа, не учитывают ухудшение теплопередачи, обусловленное так называемым кризисом теплообмена второго рода, связанным с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению и имеющим место при $x_{гр}$.

Целью настоящей работы является уточнение методики теплового расчета испарителей путем включения в нее этапа определения паросодержания $x_{гр}$, соответствующего переходу от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению, и прогнозирование на основе этой методики условий снижения тепловой эффективности испарителей с внутритрубным кипением холодильного агента.

2. Методика прогнозирования условий снижения тепловой эффективности испарителей и анализ результатов

Механизм кризиса теплообмена второго рода наиболее полно отражен в методе расчета $x_{гр}$, разработанном в атомном центре в Харуэлле (Великобритания) и предполагающем раздельный учет влияния уноса и осаждения капель на толщину пристенной пленки жидкости [1].

Согласно этому методу градиенты массовой скорости жидкости в пленке и дисперсном ядре определяются соответствующими выражениями:

в пленке

$$\frac{d(\rho w)_{пл}}{dz} = -\frac{4}{d_0} \left(E - D + \frac{q}{r} \right);$$

в дисперсном ядре потока

$$\frac{d(\rho w)_{ж.я}}{dz} = \frac{4}{d_0} (E - D),$$

где d_0 – внутренний диаметр трубы;

r – удельная теплота фазового перехода;

Z – длина;

E – массовая скорость уноса капель с пристенной пленки жидкости в паровое (дисперсное) ядро потока:

$$E = 5,75 \cdot 10^{-5} \left\{ \left[(\rho w)_{пл} - (\rho w)_{пл.кр} \right]^2 \frac{d_0 \rho_{ж}}{\sigma \rho_{п}^2} \right\}^{0,316} (\rho w)_x;$$

где $\rho_{ж}$ и $\rho_{п}$ – плотности жидкости и пара;

σ – коэффициент поверхностного натяжения;

$(\rho w)_{пл.кр}$ – критическая массовая скорость жидкости в пленке, ниже которой унос прекращается, вычисляется из соотношения

$$\frac{(\rho w)_{пл.кр} d_0}{\mu_{ж}} = \exp \left[5,8504 + 0,4249 \frac{\mu_{п}}{\mu_{ж}} \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{п}} \right)^{0,5} \right],$$

в котором $\mu_{\text{п}}$ и $\mu_{\text{ж}}$ – коэффициенты динамической вязкости пара и жидкости;

D – массовая скорость осаждения капель из дисперсного ядра на пристенной пленке жидкости:

$$D = kc,$$

где c – концентрация капель жидкости в паровом потоке; k – скорость осаждения капель, вычисляется из соотношений

при $c/\rho_{\text{п}} < 0,3$

$$k = 0,18 \left(\frac{\rho_{\text{п}} d_0}{\sigma} \right)^{-0,5};$$

при $c/\rho_{\text{п}} > 0,3$

$$k = 0,083(c/\rho_{\text{п}})^{-0,65}(\rho_{\text{п}} d_0/\sigma)^{-0,5}.$$

Падение давления на трение в гомогенном дисперсном ядре dP/dz рассчитывают по коэффициенту трения f_i на волновой поверхности раздела фаз, скорректированного введением (по аналогии с шероховатостью) относительной толщины пленки δ/d_0 [2]:

$$f_i = f_{\text{п}}(1 + 360\delta/d_0),$$

где $f_{\text{п}}$ – коэффициент трения однофазного парового потока в соответствии с законом Блазиуса

$$f_{\text{п}} = 0,079 \text{Re}_{\text{п}}^{-0,25}.$$

Толщину пленки δ вычисляют по известным профилю осевой скорости u в сечении пленки и массовой скорости жидкости в пленке

$$(\rho w)_{\text{пл}} = \frac{4\mu_{\text{ж}}}{d_0} \int_0^{\delta^*} u_* dy_*,$$

где относительная толщина пленки $\delta^* = \delta u_{\tau}/\nu_{\text{ж}}$, расстояние от стенки $y_* = y u_{\tau}/\nu_{\text{ж}}$ и скорость $u_* = u/u_{\tau}$;

$u_{\tau} = \sqrt{\tau_i/\rho_{\text{ж}}}$ – динамическая скорость;

τ_i – касательное напряжение на границе раздела фаз, рассчитывается по формуле

$$\tau_i = f_i \frac{(\rho w)_{\text{я}}^2}{2\rho_{\text{я}}},$$

где $(\rho w)_{\text{я}} = (\rho w)_{\text{ж.я}} + (\rho w)_{\text{х}}$;

$$\rho_{\text{я}} = \frac{(\rho w)_{\text{я}}}{\frac{(\rho w)_{\text{ж.я}}}{\rho_{\text{ж}}} + \frac{(\rho w)_{\text{х}}}{\rho_{\text{п}}}}.$$

Массовые скорости жидкости в пленке $(\rho w)_{\text{пл}}$ и дисперсном ядре $(\rho w)_{\text{ж.я}}$ отнесены ко всему сечению канала ($\pi d_0^2/4$), а уноса E и осаждения D капель – к внутренней поверхности канала ($\pi d_0 Z$).

Расчет ведут до достижения массовой скоростью жидкости в пленке $(\rho w)_{\text{пл}}$ критического значения $(\rho w)_{\text{пл.кр}}$, соответствующего прекращению уноса капель с поверхности гладкой микропленки [1]. Унос капель прекращается при достижении пленкой некоторой критической толщины – толщины гладкой микропленки $\delta_{\text{пл.гл}}$, соответствующей толщине ламинарного подслоя с массовой скоростью $(\rho w)_{\text{пл.кр}}$. Это так называемый кризис гидравлического сопротивления [3], при котором значение последнего падает до минимальной величины, соответствующей однофазным потокам. Величину паросодержания принято обозначать $x_{\Delta P}$ (соответственно длину трубки $Z_{\Delta P}$).

Протяженность испаряющейся гладкой микропленки по паросодержанию $\Delta x_{\text{гл.пл}}$ определялась соотношением $\Delta x_{\text{гл.пл}} = (\rho w)_{\text{пл.кр}}/(\rho w)$, т.е. предполагалось, что капли жидкости в паровом потоке испаряются только после полного испарения пристенной пленки. Соответствующая протяженность гладкой микропленки по длине трубки испарителя $Z_{\text{гл.пл}}$ вычисляется из теплового баланса

$$0,25\pi d_0^2(\rho w)g\Delta x_{\text{гл.пл}} = \pi d_0 q Z_{\text{гл.пл}}.$$

Расчет производился по двум моделям капельного обмена. Первая модель учитывала унос капель и их осаждение. Однако, согласно базовой модели [1] осаждение продолжалось и при гладкой микропленке. При этом после прекращения уноса по достижении пленкой критической толщины при $(\rho w)_{\text{пл.кр}}$ (толщины гладкой микропленки $\delta_{\text{пл.гл}}$) происходило его возобновление, поскольку в результате осаждения капель массовый расход жидкости в пленке снова возрастал и становился больше $(\rho w)_{\text{пл.кр}}$. В этом случае значение x , при котором имело место повторное прекращение уноса, для холодильного агента R-22, наиболее распространенного в технике кондиционирования воздуха, оказывалось

значительно больше $x_{\Delta P}$. Поэтому исходная модель [1] была скорректирована таким образом, чтобы при достижении в пленке критической массовой скорости $(\rho w)_{пл,кр}$ вместе с уносом капель прекращалось и их осаждение на гладкой микропленке. Расчет капельного обмена ведут до достижения массовой скоростью жидкости в пленке $(\rho w)_{пл}$ критического значения $(\rho w)_{пл,кр}$, соответствующего прекращению уноса капель с поверхности гладкой микропленки. Тогда значение граничного паросодержания находят как

$$x_{гр} = x_{\Delta P} + \Delta x_{гл,пл}.$$

Согласно второй модели – модели уноса – осаждение капель не учитывалось. Однако полученные величины $x_{гр}$ для параметров работы систем кондиционирования воздуха имели довольно низкие значения: 0,65 при $t_0 = 10^\circ\text{C}$ и 0,70 при $t_0 = -10^\circ\text{C}$. Если же принять их за начало зоны перехода от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению, т.е. за x_0 , а протяженность зоны перехода $\Delta x = x_{гр} - x_0$ равной 0,2 (согласно зависимостям [4]), то значения $x_{гр}$, определяющие завершение образования дисперсного режима течения, окажутся близкими 0,85 при $t_0 = 10^\circ\text{C}$ ($\rho w = 200 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$) и 1,0 при $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ($\rho w = 75 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$), т.е. соответствующими опытными данным [5].

В соответствии со второй моделью значения паросодержания начала x_0 и завершения $x_{гр}$ перехода от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению рассчитывали как $x_0 = x_{\Delta P} + \Delta x_{гл,пл}$ и $x_{гр} = x_0 + 0,2$. Очевидно, что введение поправки $\Delta x = 0,2$ при расчете $x_{гр}$, а с нею и некоторой переходной области между началом, x_0 , и завершением, $x_{гр}$, осушения стенки в модель уноса можно рассматривать как ее корректировку для учета влияния осаждения капель на пристенной пленке.

Анализ результатов расчета по обеим моделям показал, что значение $x_{гр}$, полученное без учета осаждения, меньше чем с его учетом примерно на 0,1. В первом случае с увеличением ρw величина $x_{гр}$ уменьшалась также более высокими темпами, чем во

втором. Очевидно, что действительная величина $x_{гр}$ находится между ее значениями, рассчитанными по двум методикам.

На рис. 1 приведены зависимости массовой скорости жидкости в пристенной пленке $(\rho w)_{пл}$ от текущего паросодержания x для R-22 при $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и разных значениях массовой скорости двухфазной смеси ρw в трубке с $d_{вн} = 0,08 \text{ м}$. Значениям $x_{гр0}$ соответствуют точки пересечения кривых с осью x , т.е. условие $(\rho w)_{пл} = 0$.

При увеличении ρw на каждые $50 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ происходит снижение $x_{гр}$ примерно на 0,05.

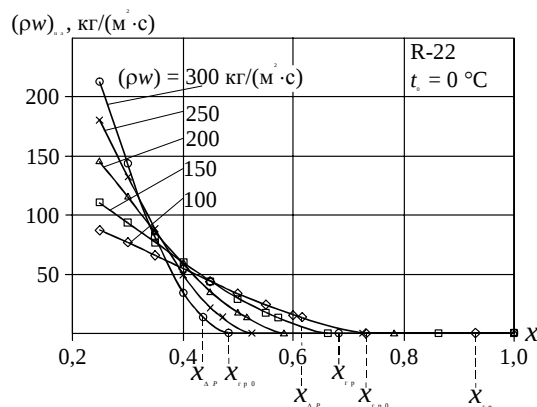


Рис. 1. Зависимость массовой скорости жидкости в пленке $(\rho w)_{пл}$ от паросодержания x

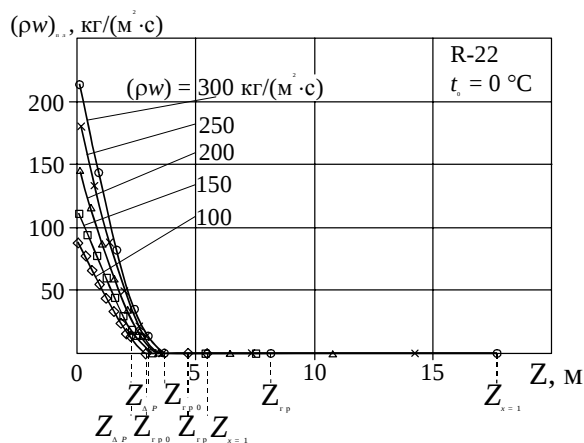


Рис. 2. Зависимость массовой скорости жидкости в пленке $(\rho w)_{пл}$ от длины трубки Z

Зависимости массовой скорости жидкости в пристенной пленке $(\rho w)_{пл}$ от длины трубки Z для указанных выше условий представлены на рис. 2.

Как видно, с повышением ρw (производительности компрессора G_0 с ростом t_0)

происходит увеличение длины трубки $Z_x = 1$, необходимой для полного испарения капель в потоке перегретого пара, и, следовательно, повышается опасность влажного хода поршневого герметичного компрессора. При применении в качестве дроссельного органа капиллярной трубки последняя становится вполне реальной. Для ее исключения необходима установка после воздухоохладителя защитного ресивера (отделителя жидкости). В случае же дросселирования с помощью TRV он уменьшает подачу холодильного агента G_0 на воздухоохладитель, тогда как повышение тепловой нагрузки (с увеличением t_0), требует, наоборот, увеличения G_0 . В результате возрастает доля поверхности воздухоохладителя, приходящейся на испарение капельной влаги и работающей крайне неэффективно – с низкой интенсивностью теплопередачи.

Аналогичный характер имеет зависимость $(\rho w)_{пл} = f(x)$ для R-142В. При этом кривые располагаются несколько круче, что свидетельствует о более интенсивном уносе капель с пристенной пленки паровым ядром потока и соответственно более раннем осушении стенки трубки.

3. Выводы и перспектива дальнейшего использования результатов

Проанализированы две модели определения граничного паросодержания $x_{гр}$, соответствующего ухудшению тепловой эффективности охладителей газа (воздуха) с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному режиму течения кипящих потоков холодильного агента в трубках: с учетом уноса капель с пристенной пленки жидкости и их осаждения на ней и без учета осаждения капель на пристенной пленке. Результаты расчета для R-22 согласно первой модели дают завышенные значения $x_{гр}$, тогда как по второй – заниженные. Во втором случае (модель уноса) с увеличением ρw величина $x_{гр}$ уменьшалась более высокими темпами, чем в первом. Действительная величина $x_{гр}$ находится между ее значениями, рассчитанными по двум моделям.

Предложенная методика позволяет определить протяженность зон интенсивного кипения (при смоченной стенке змеевиков испарителя – $x < x_{гр}$) и испарения капельной влаги с крайне низкой интенсивностью при осушенной стенке ($x_{гр} < x < 1$), длину змеевика, необходимую для полного испарения капель, а также влагосодержание потока на выходе из змеевиков испарителя. На основе этих данных становится возможным прогнозирование условий ухудшения теплопередачи в испарителях систем кондиционирования и возникновения опасности гидравлических ударов из-за попадания в цилиндры поршневых герметичных компрессоров влажного пара.

Литература

1. Hewitt G.F., Govan A.H. Phenomenological modelling of non-equilibrium blows with phase change // Int. J. Heat Mass Transfer.– 1990.– Vol. 33, № 5.– P. 243–252.
2. Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения.– М.: Мир, 1972.– 440 с.
3. Левитан Л.Л. Кризис высыхания в дисперсно-кольцевом режиме течения // Двухфазные потоки. Теплообмен и гидродинамика: Сб. науч. тр.– Л.: Наука, 1987.– С. 169–186.
4. Смирнов Г.Ф. Теплофизические проблемы охлаждения электронного оборудования // Холодильная техника и технология.– 1999.– Вып. 62.– С. 102–107.
5. Chaddock J.B., Varma H.K. An experimental investigation on dry-out with R22 evaporating in a horizontal tube // ASHRAE Transactions.– 1979.– Vol. 85, № 3.– P. 105–121.

Поступила в редакцию 08.07.03

Рецензенты: канд. техн. наук, доц. В.В. Епифанов, Национальный технический университет «ХПИ», г. Харьков; канд. техн. наук, доц. В.С. Чигрин, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

СТАТИСТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ФОРМИРОВАНИЯ АЛГОРИТМОВ ВЫЧИСЛЕНИЯ В ПОЛЕТЕ ТЯГИ И ДРУГИХ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ, КРИТЕРИЕВ И ПРИЗНАКОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЕГО УЗЛОВ

*Ю.С. Елисеев, д-р техн. наук, Генеральный директор,
Г.В. Добрянский, д-р техн. наук, зам. Главного конструктора,
Т.Ф. Дема, вед. констр., ФГУП ММП «Салют», г. Москва, Россия*

Для построения бортовых цифровых алгоритмов управления, контроля и диагностики в полном диапазоне условий эксплуатации и боевого применения, адаптированных к изменению характеристик двигателя при выработке ресурса в процессе всего жизненного цикла

По мере совершенствования авиационной техники вопросы оптимального управления режимами полета и режимами работы силовой установки становятся все более актуальными.

Кроме того, для обеспечения эффективной эксплуатации парка самолетов и вертолетов, повышения безопасности полетов требуется развитие и применение методов раннего обнаружения и, что не менее важно, прогнозирования возможных неисправностей и их причин. Особенно актуальной эта задача становится при эксплуатации по фактическому состоянию таких сложных функциональных систем летательных аппаратов, как современные и перспективные газотурбинные двигатели, которые характеризуются возрастающей сложностью конструкции, повышением уровня действующих на детали тепловых и механических нагрузок. Для решения подобных проблем авиационные фирмы США и других зарубежных стран в 70-80 годы активно начали применять для управления и диагностики газотурбинных двигателей цифровые системы. В этих системах основное внимание уделялось применению принципиально новых алгоритмов и методов управления и контроля состояния двигателя. Так, еще при создании цифровой системы DEEC для двигателя F100, установленного на самолете F15, большое внимание уделялось применению на борту алгоритмов расчета в реальном времени тяги, расхода

воздуха и других основных параметров двигателя и построению на их основе систем управления и контроля. По зарубежным публикациям такой подход к построению цифровых систем позволил существенно повысить летно-технические характеристики самолета и способствовал переходу к эксплуатации двигателей по техническому состоянию.

В связи с выше сказанным, и базируясь на анализе зарубежного опыта, на отечественных двигателях 4-го поколения также начали применяться цифровые системы управления и диагностики. Однако, в подавляющем большинстве случаев в этих системах были реализованы те же алгоритмы управления и диагностики, которые к тому времени успешно реализовывались в гидромеханическом и аналоговом исполнении.

Объективно на то время такой подход был вполне оправдан по нескольким причинам:

— во-первых, отечественная элементная база была не достаточно развита для создания бортовых вычислительных машин, обладающих высоким быстродействием, значительной оперативной памятью, необходимыми показателями надежности и приемлемыми массово-габаритными характеристиками;

— во-вторых, для решения и отработки аппаратных проблем создания и внедрения цифровых систем методически правильным было использование ранее проверенных в эксплуатации методов и алгоритмов управления и диагностики двигателя;

— в-третьих, в научно-исследовательских институтах и в промышленности отсутствовали наработки по практическому созданию более перспективных алгоритмов управления и диагностики, позволяющие в

полной мере обеспечить преимущества цифровых систем.

В результате реализация на двигателях 4-го поколения цифровых систем выявила больше проблем, чем их преимуществ, и для надежной работы двигателя потребовалось применение дублирующей полно-размерной гидромеханической системы.

За последнее десятилетие значительное развитие цифровой техники, повышение во много сотен раз быстродействия, памяти и надежности при одновременной миниатюризации позволяют вплотную перейти к построению систем управления и диагностики на принципиально новых алгоритмах, использующих в качестве управляющих сигналов прямые критериальные параметры, такие, как тяга, экономичность, запасы газодинамической надежности, ресурс и др., а системы диагностики строить на критериальных признаках, обеспечивающих «адаптивное» планирование осмотров и ремонтов двигателя.

В данной статье, основываясь на опыте исследований, проведенных авторами, представлены основные положения метода вычисления основных параметров газотурбинного двигателя, критериев и признаков технического состояния его узлов для построения бортовых цифровых алгоритмов управления, контроля и диагностики в полном диапазоне условий эксплуатации и боевого применения в процессе всего жизненного цикла.

Предлагаемый метод заключается в следующем:

— в качестве исходной информации используются сигналы штатных датчиков двигателя;

— вычисляемыми в бортовой системе в реальном масштабе времени являются основные «главные» параметры, определяющие его тактико-технические и эксплуатационные характеристики, такие, как тяга, удельный расход топлива, расход воздуха через двигатель, степень двухконтурности, состав топливовоздушной смеси по тракту, запасы газодинамической устойчивости, ресурс, признаки возникновения неисправностей, отказов и т.п.;

— структура формируемого алгоритма вычисляемого параметра должна быть единой для всех режи-

мов работы и полного диапазона условий эксплуатации, включая установившиеся и переходные режимы;

— алгоритм должен быть минимизирован по числу используемых в нем входных сигналов и используемых в нем коэффициентов;

— значения коэффициентов должны быть, по возможности, постоянными или слабо зависеть от режимов работы и условий эксплуатации;

— вычисляемые параметры должны с высокой точностью отражать характеристики каждого индивидуального двигателя в процессе его возможной деградации в течение выработки ресурса, при этом алгоритм вычисления не должен требовать подстройки или корректировки;

— алгоритм должен быть компактным и не требовать для своей реализации в бортовой цифровой системе значительных ресурсов и времени вычисления.

Метод вычисления условно можно разделить на следующие этапы.

Первый этап. На этом этапе осуществляется выбор вида опорной функции, представляющей собой аппроксимирующую зависимость, по которой строится регрессионная модель вычисляемого параметра в виде степенного полинома или логарифмической функции $A \cdot \ln \bar{Z} = B \cdot \ln \bar{Y} + d$,

где A, B – матрицы постоянных коэффициентов размерности $n \times n$ и $n \times m$;

d – вектор постоянных коэффициентов размерности n ;

$\bar{Z}$ – вектор вычисляемых параметров ($G_b, R, C_R, T_3, \Delta K_u, \alpha_\Sigma$ и др.) размерности n ;

$\bar{Y}$ – вектор аргументов (сигналов от штатных датчиков: $T_{BX}^*, P_{BX}^*, n_b, n_k, P_K^*, T_4^*, G_T, F_c, \phi_{вна}, \phi_{нак}$ и др.) размерности m .

Отсюда j -й компонент вектора $\bar{Z}$ равен:

$$Z_j = \exp(C_{0j}) \cdot \prod_{v=1}^m (Y_v)^{C_{vj}},$$

где C_{0j} – элемент вектора $A^{-1} \cdot d$;

C_{vj} – элемент вектора $A^{-1} \cdot B$.

Второй этап. На этом этапе по исходной информации определяются реальные ограничения на воз-

возможные значения аргументов (входных сигналов) и аппроксимирующих функций (вычисляемых параметров) во всем эксплуатационном диапазоне условий и режимов работы двигателя, затем, исходя из опыта эксплуатации, назначается диапазон возможных изменений характеристик узлов двигателя и его систем в процессе выработки ресурса или появления неисправностей и отказов (например, $\Delta\eta$, $\Delta\lambda$, ΔG , ΔF , ΔI – отклонения адиабатических КПД, напорных и расходных характеристик компрессоров и турбин, полноты сгорания, утечек газо-воздушной среды по тракту двигателя, механического КПД газогенератора проходных сечений газо-воздушного тракта, положения регулирующих органов и др.).

Третий этап. На этом этапе формируется поле аргументов полной ортонормальной статистической матрицы планирования экспериментов.

При составлении плана эксперимента применяются следующие приемы:

– рандомизация, то есть внесение в эксперимент элемента случайности;

– одновременное варьирование многими переменными, что позволяет точнее оценить эффекты влияния факторов с учетом взаимодействия, особенно при большом их числе;

– оптимальное расположение опытов в факторном пространстве.

Для упрощения составления плана, границы в факторном пространстве, определяемые фактическими ограничениями на аргументы $x_{i\min} \leq x_i \leq x_{i\max}$, должны быть трансформированы в единичную гиперсферу, что достигается нормированием переменных. Нормирование обеспечивается *центрированием* и *масштабированием* независимых переменных, то есть переносом системы координат в центр эксперимента с координатами $x_{срi} = (x_{i\min} + x_{i\max})/2$ и введением коэффициента масштабных преобразований $c=1/\Delta x_i=2/(x_{i\min} - x_{i\max})$. Тогда нормированное значение аргумента $\tilde{x}_i$ будет определяться по формуле:

$$-1 \leq \tilde{x} = \frac{x_i - x_{срi}}{\Delta x_i} \leq 1,$$

а обратный пересчет по формуле $x_i = \tilde{x}_i \cdot \Delta x_i + x_{срi}$.

Наполнение в матрице планирования эксперимента информационного поля нормированных независимых переменных в единичной гиперсфере производится равновероятной случайной выборкой с помощью математического генератора белого шума.

Важным условием составления матрицы планирования эксперимента является обеспечение линейной независимости факторов, входящих в план эксперимента, что позволяет распространить результаты эксперимента, полученные по полному плану, на анализ отдельных аргументов или их групп. Линейная независимость аргументов, входящих в статистический план, достигается с помощью ортогонализации, обеспечивающий равенство нулю скалярного произведения m - размерных векторов – аргументов.

$$(\bar{X}_i, \bar{X}_j) = \sum_{k=1}^m X_{ik} \cdot X_{jk},$$

где m – число наблюдений (планируемое число вариантов экспериментов);

$i=1,2,3, \dots, n$;

$j=1,2,3, \dots, n$

n – число варьируемых аргументов.

Полная ортогонализация статистического плана может быть обеспечена с помощью рекуррентных формул ортогонализации векторов Грама-Шмидта:

$$U_i = \frac{V_i}{\|V_i\|}; V_1 = e_1; V_{i+1} = e_{i+1} - \sum_{k=1}^i (U_k, e_{i+1}) \cdot U_k.$$

Здесь e_i – система произвольных линейно независимых векторов;

V_i – она же в нормированном виде;

U_i – ортонормированная система векторов.

Четвертый этап. Создается поэлементная имитационная модель номинального двигателя, датчиков, агрегатов топливопитания и регулирования, позволяющая производить расчет установившихся и переходных режимов двигателя в полном диапазоне высот и скоростей полета, с возможностью введения в нее деградации характеристик узлов и газо-воздушного тракта двигателя, характеристик агрегатов, а также отдельных неисправностей и отказов.

Пятый этап. На этом этапе производятся натурные или расчетные эксперименты по математической модели двигателя. В качестве независимых факторов для i -го испытания принимаются значения всех аргументов из ($k = 1...m$) строки матрицы планирования. Из результатов расчетов по имитационной модели, а в отдельных случаях (если это возможно) по результатам натурных испытаний, формируется столбцы вычисляемых параметров (тяги, расхода воздуха, температуры газа, запасов газодинамической устойчивости и др.) в матрице планирования эксперимента.

Шестой этап. На этом этапе производится непосредственное построение регрессионных зависимостей для вычисляемых параметров.

В качестве основного метода аппроксимации используется метод эвристический самоорганизации получивший широкую известность как метод группового учета аргументов (МГУА). Данный метод позволяет успешно решать проблемы распознавания образов, прогнозирования, предсказания случайных процессов, идентификации параметров и управления сложными динамическими системами с накоплением информации и самообучением на ее основе. Важное достоинство данного метода - это возможность построения регрессионных зависимостей при большем числе аргументов при малой исходной информации.

Для построения регрессионной зависимости, сформированная на пятом этапе матрица планирования эксперимента из m опытов (строк матрицы) произвольно делится на три последовательности опытов, например, каждый первый из последовательных троек опытов выделяется в аппроксимирующую последовательность; каждый второй опыт в контролирующую последовательность, а каждый третий относится к проверяющей последовательности.

Построение регрессионных зависимостей производится за несколько рядов селекции.

Первая последовательность «обучающая» (А) - используется для построения регрессионных зависимостей - претендентов, то есть для вычисления коэффициентов регрессии.

Вторая последовательность опытов «проверочная» (В) - применяется для отбора претендентов на каждом ряду селекции.

Данные третьей последовательности опытов «экспериментальная» (С) предназначены для оценки прогнозирующих свойств сформированной регрессионной зависимости.

Построение регрессионной зависимости производится в следующем порядке.

На каждом ряду селекции находится частная регрессионная зависимость: $y = f(x_i, x_k)$ для каждой из возможных пар аргументов из общего числа дизъюнкций:

$$S = n \cdot \frac{n-1}{2}.$$

Здесь $i=1...n$;

$k=1...n$

n – число опытов в статистическом плане.

Если обозначить

$$v_1=x_i, v_2=x_j, v_3=x_i^2, v_4=x_i \cdot x_j, v_5=x_j^2,$$

$$a_{t_{x_i}} = \frac{x_i - \bar{x}_i}{\sigma_{x_i}},$$

где x_i - истинное значение аргумента;

$\bar{x}_i$ - среднее значение i -го аргумента из m опытов;

σ_{x_i} - среднее квадратичное отклонение, то частный полином в стандартизованном виде записывается следующим образом:

$$t_y = \beta_1 \cdot t_{v_1} + \beta_2 \cdot t_{v_2} + \beta_3 \cdot t_{v_3} + \beta_4 \cdot t_{v_4} + \beta_5 \cdot t_{v_5},$$

где $t_{v_k} = \frac{v_k - \bar{v}}{\sigma_v}$ для аргумента

и $t_y = \frac{y - \bar{y}}{\sigma_y}$ для вычисляемой функции (например, для тяги).

При вычислении численных значений коэффициентов уравнений регрессии β используется система нормальных уравнений Гаусса, которая в стандартизованном масштабе имеет вид:

$$\beta_1 + \beta_2 v_{12} + \beta_3 v_{13} + \beta_4 v_{14} + \beta_5 v_{15} = v_{01},$$

$$\beta_2 v_{21} + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4 v_{24} + \beta_5 v_{25} = v_{02},$$

$$\beta_1 v_{31} + \beta_2 v_{32} + \beta_3 + \beta_4 v_{34} + \beta_5 v_{35} = v_{03},$$

$$\beta_1 v_{41} + \beta_2 v_{42} + \beta_3 v_{43} + \beta_4 + \beta_5 v_{45} = v_{04},$$

$$\beta_1 v_{51} + \beta_2 v_{52} + \beta_3 v_{53} + \beta_4 v_{54} + \beta_5 = v_{05},$$

где $\beta_1 \dots \beta_5$ – коэффициенты регрессии в стандартном виде;

v_{ij} – коэффициенты парной корреляции между i и j переменными;

v_{0j} – коэффициенты парной корреляции между зависимой и независимой переменными.

Численные значения коэффициентов парной корреляции определяются по формуле:

$$v_{ij} = \frac{\sum_{k=1}^m (v_{ik} - \bar{v}_i)(v_{jk} - \bar{v}_j)}{\sqrt{\sum_{k=1}^m (v_{ik} - \bar{v}_i)^2 \sum_{k=1}^m (v_{jk} - \bar{v}_j)^2}}.$$

На каждом ряду селекции осуществляется генерация частных полиномов для всех возможных парных сочетаний аргументов. При переходе от безразмерных коэффициентов регрессионных полиномов « β_k » к размерным « a_k » применяются следующие зависимости:

$$a_k = \frac{\beta_k \cdot \sigma_y}{\sigma_{v_k}}; a_0 = \bar{y} - \sum_{j=1}^m a_k \cdot \bar{v}_k,$$

здесь: $k = 1 \dots 5$,

$$\bar{y} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{j=1}^m y_j - \text{математическое ожидание вычис-$$

ляемой функции по данным « m » опытов.

После генерации частных полиномов для всех возможных парных сочетаний аргументов на каждом ряду селекции производится их сортировка (отбор) по критериям регулярности. При этом используются полученные в статистическом плане данные проверочной последовательности (В) В качестве критерия регулярности, по которому оценивается степень компетентности частного полинома- претендента на переход на следующий ряд селекции используются:

– относительная средняя квадратичная ошибка:

$$\sigma^2 = \frac{1}{m} \cdot \sum_{j=1}^m \frac{(y_j^* - y_j)^2}{(y_j^*)^2} \rightarrow 0;$$

– индекс корреляции:

$$\rho = \sqrt{1 - \frac{\sum_{j=1}^m (y_j^* - y_j)^2}{\sum_{j=1}^m (y_j^* - \bar{y}_j^*)^2}} \rightarrow 1$$

В этих критериях y_j – значение аппроксимируемой функции, вычисленное по частному полиному для аргументов, подставленных в полином из j -й строки полного ортонормированного статистического плана, а y_j^* – ее же значение, взятое из матрицы планирования, занесенное туда при расчете по имитационной модели или из натурного эксперимента.

$\bar{y}_j^* = \frac{1}{m} \cdot \sum_{j=1}^m y_j^*$ – математическое ожидание функции « y^* », вычисленное по данным « m » опытов матрицы планирования.

На следующий уровень селекции отбираются частные полиномы с лучшими показателями критериев регулярности (меньшее σ^2 и большее ρ). При отборе претендентов необходимо учитывать следующие положения:

– число претендентов, отобранных на каждый уровень селекции, должно быть равно числу аргументов матрицы планирования;

– при отборе необходимо чтобы все исходные аргументы присутствовали в полном ансамбле претендентов на каждом ряду селекции, вплоть до последнего уровня

На рис. 1 приведена схема получения регрессионной зависимости $f(x_1, x_2, x_3, x_4)$ методом группового учета аргументов; на рис. 2 – изменение критериев регулярности по порогам селекции.

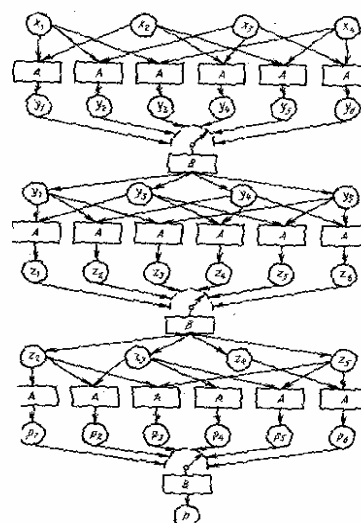


Рис. 1. Схема аппроксимации функции $f(x_1, x_2, x_3, x_4)$

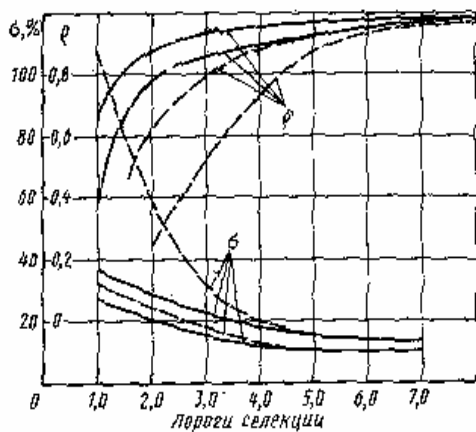


Рис. 2. Изменение критериев отбора по порогам селекции

После получения регрессионных зависимостей на последнем уровне селекции, на котором несколько полиномов характеризуются лучшими показателями критериев регулярности (близкими к своим предельным значениям), то есть обеспечивают заданные аппроксимирующие свойства для последовательностей «А» и «В», эти полиномы проверяются на наличие прогнозирующих свойств. Для этого по отобранным полиномам из последнего ряда селекции рассчитывается вычисляемая функция по третьей экзаменационной последовательности (С), данные которой не использовались при формировании регрессионной зависимости. Лучшим считается тот полином, который наряду с аппроксимирующими свойствами обеспечивает и лучшие прогнозирующие свойства, то есть более точно воспроизводит значения функции из последовательности (С) статистического плана.

На рис. 3 графически представлена регрессионная зависимость тяги двигателя РДЗЗ от штатно измеряемых параметров двигателя и положения регулирующих органов агрегатов управления. Эта зависимость позволяет вычислять тягу всех экземпляров двигателей данного типа, независимо от выработки ресурса во всем диапазоне высот и скоростей полета на установившихся и переходных режимах.

Аналогичные зависимости могут быть получены и для других основных параметров двигателя. На рис. 4 представлено сравнение результатов вычисления тяги, температуры газа и запасов газодинамической устойчивости двигателя на различных режимах и в различ-

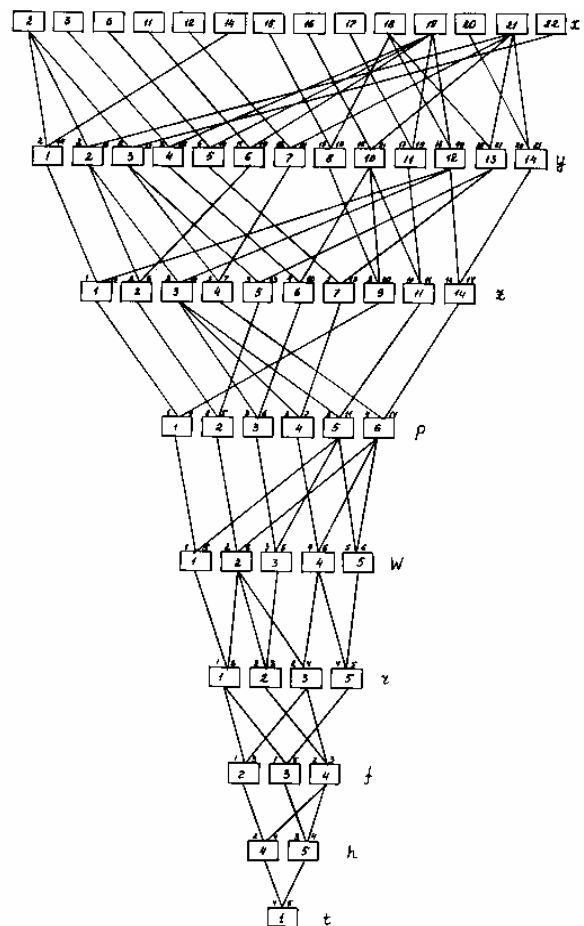


Рис. 3. Граф регрессионной зависимости тяги двигателя от штатно измеряемых параметров $R = f(n_k, n_b, P_k, P_4, T_4, L_{диGT}, \Delta P_{диGT}, F_c, P_{вх}, T_{вх}, \varphi_{вна}, \varphi_{нак}, L_{диGTF}, \Delta P_{диGTF})$

ных высотно-скоростных условиях по полученным регрессионным зависимостям и точным значениям, вычисленным по математической модели или взятым из натурных испытаний. В качестве аргументов использованы данные статистического плана для последовательностей А, В и С.

В качестве опорной функции для любой частной функции двух параметров на каждом этапе селекции применен полином второй степени. Для обеспечения повышенной точности алгоритма вычисления использовано девять порогов селекции. Для практических целей достаточная точность достигается на пятом-шестом рядах селекции.

На этом графе каждый прямоугольник обозначает полином второй степени. Для вычисления каждого из них требуется пять коэффициентов. Несмотря на кажущуюся сложность алгоритма, для его решения при

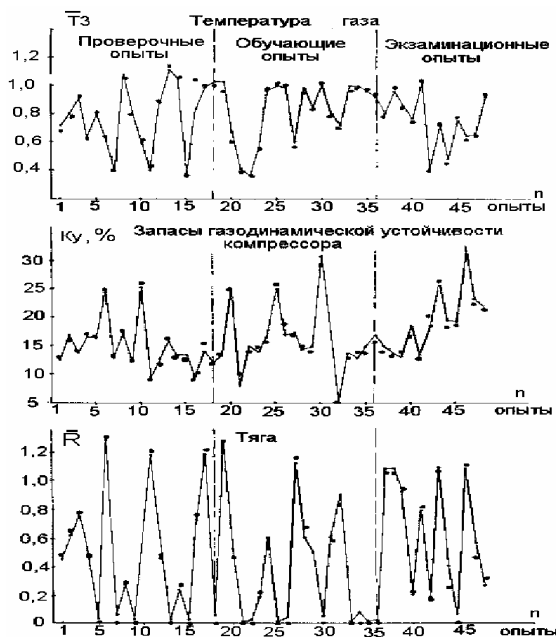


Рис. 4. Значения температуры газа, запасов газодинамической устойчивости и тяги двигателя, вычисленные по регрессионной зависимости и точные значения, полученные по статистическому плану (условно соединенные прямыми линиями) для обучающей, отборочной и экзаменационной последовательности опытов

оптимальном программировании, требуется немного постоянной памяти (равной общему числу коэффициентов полиномов), а вычисления организуется с помощью двух встроенных циклов.

Еще более экономной с точки зрения вычисления, получаются регрессионные зависимости, если в качестве опорной функции используется степенная или логарифмическая зависимость. В этом случае, алгоритм вычисления основных, не измеряемых параметров двигателя по показаниям датчиков штатно измеряемых параметров (например, расход воздуха) имеет следующий вид:

$$G_{B\Sigma} = a_0 \times \frac{n_B^{a_1} \cdot n_K^{a_2} \cdot L_{\text{диГТ}}^{a_3} \cdot F_c^{a_4} \cdot \varphi_{\text{на}}^{a_5} \cdot \varphi_{\text{ак}}^{a_6} \cdot P_{\text{вх}}^{a_7} \cdot P_K^{a_8}}{T_{\text{вх}}^{a_9} \cdot P_4^{a_{10}} \cdot T_4^{a_{11}} \cdot L_{\text{диГТФ}}^{a_{12}}}$$

Седьмой этап. На этом этапе осуществляется оценка значимости аргументов и чувствительности регрессионной зависимости к погрешности их значений.

При слабом влиянии i -го аргумента на величину вычисляемого по регрессионной зависимости параметра во всем диапазоне его изменений регрессионную зависимость можно упростить за счет замены

мало влияющего аргумента постоянным членом аппроксимирующей зависимости.

На рис. 5 приведена диаграмма значимости аргументов ($\bar{x}_i^{a_i}$), то есть оценка вклада сомножителей в расчет суммарного расхода воздуха через двигатель во всей области эксплуатационных режимов полета.

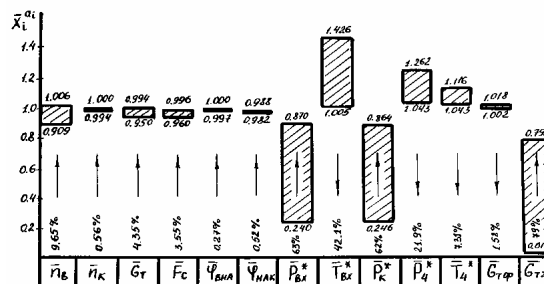


Рис. 5. Диаграмма значимости аргументов в регрессионных зависимостях для расчета $G_{B\Sigma}$ и α_Σ

На основании данных, представленных на рис. 5, регрессионная зависимость для вычисления расхода воздуха через двигатель может быть значительно упрощена и представлена следующей формулой:

$$G_{B\Sigma} = K_{G_{B\Sigma}} \frac{P_{\text{вх}}^{a_1} \cdot n_B^{a_2} \cdot P_K^{a_3}}{T_{\text{вх}}^{a_4} \cdot T_4^{a_5}}$$

Аналогичные формулы могут быть получены и для других параметров.

Например, для вычисления тяги оптимизированная регрессионная зависимость в степенном виде имеет следующий вид

$$R = K_R \frac{P_{\text{вх}}^{d_1} \cdot n_B^{d_2} \cdot P_K^{d_3}}{T_{\text{вх}}^{d_4} \cdot T_4^{d_5}} \cdot (L_{\text{диГТ}} + L_{\text{диГТФ}})^{d_6},$$

а коэффициент суммарного избытка воздуха в дополнительной камере сгорания можно вычислить по следующему выражению:

$$\alpha_\Sigma = K_\alpha \frac{P_{\text{вх}}^{c_1} \cdot n_B^{c_2} \cdot P_K^{c_3}}{T_{\text{вх}}^{c_4} \cdot T_4^{c_5} \cdot L_{\text{диГТФ}}^{c_6}}$$

Для сравнения результатов расчета по регрессионным зависимостям с данными измерения этих параметров использована информация, полученная при испытании нескольких двигателей РДЗЗ в ТБК в 16 различных высотно-скоростных условиях, охватывающих полный эксплуатационный диапазон высот и

скоростей полета для данного типа двигателей. Общее число точек сравнения превышало 150. Диапазон изменения расхода воздуха составлял от 8,5 до 140 кг/с. Так как данные этих испытаний не использовались при составлении регрессионных алгоритмов, то в данном случае проводилось абсолютно независимое сравнение. Данные сравнения показывают, что различие между экспериментальными данными и расчетом не превышает $1 \div 2\%$ от **измеренной** величины. Наибольшие различия соответствовали условиям полета с большими и малыми приведенными частотами вращения вентилятора. Поэтому введение в регрессионную зависимость коррекции $k = f(n_{пр})$ позволяет снизить погрешность вычисления расхода воздуха, коэффициента суммарного избытка воздуха и тяги двигателя до 0,5%. Следует отметить, приведенные выше данные получены с учетом реальных погрешностей датчиков штатно измеряемых параметров.

Синтезированные регрессионные зависимости позволяют с достаточной точностью воспроизводить основные параметры и на неустановившихся режимах. Для примера, на рис. 6, 7 представлены результаты сравнения расчета переходных режимов в двигателе от малого газа до полного форсированного режима, полученные по регрессионным зависимостям и по нелинейной имитационной модели двигателя

Как следует из графиков, приведенных на рис. 6, 7, переходный процесс неустановившихся режимов двигателя, рассчитанный по регрессионной зависимости, полностью отражает характер протекания переходного

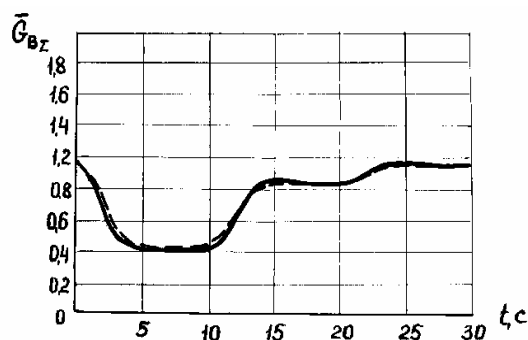


Рис. 6. Изменение расхода воздуха при дросселировании, приемистости и включении форсажа в условиях $H = 11$ км, $M = 1,8$, рассчитанного по регрессионной зависимости и по нелинейной имитационной модели

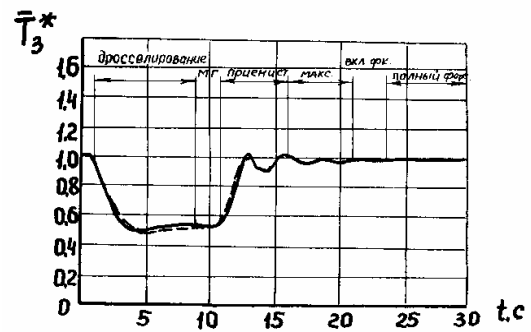


Рис. 7. Изменение температуры газа перед турбиной при дросселировании, приемистости и включении форсажа в условиях $H = 0$ км, $M = 0$, рассчитанной по регрессионной зависимости и по нелинейной имитационной модели

го процесса, полученного по нелинейной имитационной модели. Количественное различие в процессах, вычисленное двумя способами, незначительно. Аналогичные результаты получены и для других высотно-скоростных условий.

На рис. 8 представлено различие коэффициента суммарного избытка воздуха в процессе дросселирования, приемистости и включения форсажа, вычисленного по регрессионной зависимости от точного значения. При этом значение α_{Σ} изменялось в диапазоне $5,25 \dots 1,03$. Анализ графика показывает, что ошибка в вычислении на режимах включения форсажа не превышает $1 \dots 1,5\%$ от текущего значения. Максимальная мгновенная ошибка $\Delta \alpha_{\Sigma}$, равная примерно 4,2%, возникает кратковременно при раскрытии сопла перед подачей топлива в пусковой коллектор форсажной камеры.

Анализ чувствительности регрессионных зависи-

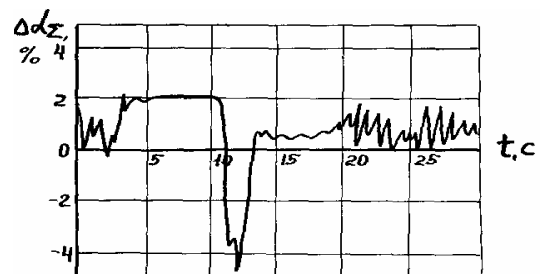


Рис. 8. Отличие коэффициента суммарного избытка воздуха при дросселировании, приемистости и включении форсажа в условиях $H = 6,0$ км, $M = 1,5$, рассчитанного по регрессионной зависимости и по нелинейной имитационной модели

мостей к отклонению внешних условий от стандартных (от МСА) и к отклонению характеристик узлов двигателя от исходных показал, что точностные характеристики уравнений регрессии не ухудшаются.

Разработанная методика формирования регрессионной зависимости, основанная на статистических методах, является универсальной и позволяет получать бортовые алгоритмы вычисления диагностических признаков состояния узлов двигателя, прогнозировать параметры конкретного двигателя в высотно-скоростных условиях по данным испытаний в стендовых условиях и решения множества других подобных задач.

Например, на рис. 9 показаны (●) результаты определения по регрессионной зависимости адиабатического КПД турбины по показаниям датчиков штатно измеряемых параметров двигателя для различных условий полета и при трансформации характеристики турбины $\eta_{ад}^* = f(\text{ппр}, \text{пт}) - \Delta\eta_{ад}^*$ на величину $\Delta\eta_{ад}^*$ в процессе выработки ресурса или ухудшения в результате возникновения дефекта. На этом же рисунке приведены результаты моделирования по математической модели двигателя.

В математическую модель двигателя в 3, 10 и 19

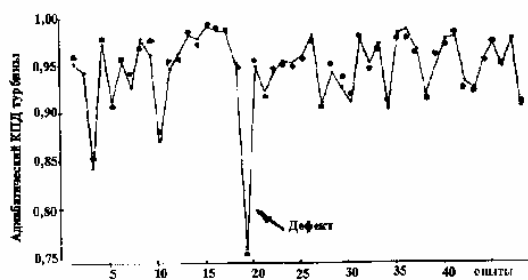


Рис. 9. Вычисление адиабатического КПД турбины по регрессионной зависимости

опытах введены различные ухудшения адиабатического КПД турбины. Показания штатно измеряемых параметров, полученных по математической модели, использовались как аргументы для расчета по регрессионной зависимости. Из графика видно, что регрессионная зависимость воспроизводит введенный дефект. Аналогичные результаты были получены и для других узлов двигателя.

По данным стендовых «холодных» испытаний более 350 экземпляров двигателей, с помощью регресси-

онной зависимости было спрогнозировано значение температуры газа за турбиной при $T_3^* = \text{const}$ в высотных условиях. Результаты сравнения с испытаниями этих двигателей на стенде с подогревом показали, что средняя ошибка не превышает $0,84^\circ\text{C}$ при среднеквадратичном отклонении $5,3^\circ\text{C}$ и доверительном интервале $\pm 10^\circ\text{C}$ для $p = 0,95$. Одновременно, для трех двигателей была выявлена некондиционность результатов испытаний (несоответствие результатов испытаний физическим процессам в двигателе, вызванное ошибками измерений из-за дефектов датчиков или системы регистрации стенда).

Таким образом, алгоритмы вычисления основных параметров двигателя и диагностических признаков его технического состояния на основании предлагаемой методики построения регрессионных зависимостей по данным, полученным по математической модели номинального двигателя, с помощью статистического ортонормированного плана, справедливы для двигателей с произвольным сочетанием отклонений индивидуальных характеристик узлов и настроек топливно-регулирующей аппаратуры во всей области высот и скоростей полета на установившихся и переходных режимах.

Разработанные регрессионные зависимости достаточно просты, не требуют больших вычислительных мощностей и могут быть рекомендованы для построения перспективных цифровых систем управления и диагностики, вновь создаваемых и модернизируемых двигателей, а также для обработки стендовых и летных испытаний, в том числе и непосредственно на борту.

Поступила в редакцию 19.05.03

Рецензент: д-р техн. наук, профессор С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

МОДАЛЬНО-ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРАНСМИССИИ ТВД И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ КОЭФФИЦИЕНТЕ УПРУГОСТИ ВАЛА¹

В.Ю. Рутковский, д-р техн. наук, профессор, В.М. Суханов, д-р техн. наук, гл. науч. сотр.,

А.Б. Шубин, зав. сект., ст. науч. сотр.

Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова, РАН, г. Москва, Россия;

С.В. Епифанов, д-р техн. наук, профессор

Национальный аэрокосмический университет им Н.Е. Жуковского, г. Харьков, Украина

1. Введение

Предметом исследования является задача неразрушающего оперативного контроля состояния валопровода трансмиссии турбовинтового авиационного двигателя (ТВД), передающего момент вращения от свободной турбины (СТ) к винтовой группе (рис. 1).

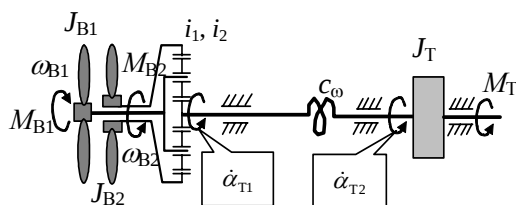


Рис. 1. Расчетная схема упрругой трансмиссии ТВД с дифференциальным редуктором и с двумя датчиками частоты вращения вала

Большие моменты турбины, передаваемые трансмиссией ТВД, приводят к упругому скручиванию вала, тем большему, чем больше передаваемый момент. Рассмотренная в [1] возможность определения этого угла в реальном времени, позволяет осуществить идентификацию момента турбины при известном значении крутильной жесткости вала. Однако этот параметр, завися от температуры, является в общем случае нестационарным. Задаче определения данного коэффициента в реальном времени и последующей идентификации момента турбины посвящена предлагаемая работа.

2. Лагранжева модель упрругой трансмиссии турбовинтового двигателя

Исследование проблемы осуществляется на примере трансмиссии турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором и двумя соосными вин-

тами (рис.1), уравнение которой как механической системы, состоящей из трех вращающихся масс, имеет известный вид [2]:

$$\begin{aligned} J_{B1}\dot{\omega}_{B1} &= i_1(M_T - J_T\dot{\omega}_T) - M_{B1}, \\ J_{B2}\dot{\omega}_{B2} &= i_2(M_T - J_T\dot{\omega}_T) - M_{B2}, \\ \omega_T &= i_1\omega_{B1} + i_2\omega_{B2}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\omega_T = \dot{\alpha}_T$ - угловая скорость вращения вала турбины;

J_T - момент инерции ротора СТ;

$\omega_{Bk} = \dot{\alpha}_{Bk}$, ($k=1,2$) - угловая скорость вращения

k -го винта,

α_{Bk} , α_T - угловые координаты вращения соответствующих элементов трансмиссии;

J_{Bk} - моменты инерции переднего (J_{B1}) и заднего (J_{B2}) винтов;

i_k - коэффициенты редукции передачи от вала СТ к соответствующим винтам;

M_T - крутящий момент СТ;

M_{Bk} - момент нагрузки, создаваемый k -м винтом.

Зависимость моментов на винтах ТВД от чисел оборотов приближенно может быть представлена в виде квадратичной функции [2].

Учет упругости вала трансмиссии приводит к появлению дополнительной степени свободы и к соответствующему расширению исходной системы (1) до вида, полученного в [1]:

$$\begin{aligned} J_T\ddot{\alpha}_T + \beta\delta\dot{\alpha}_T + c_{\omega}\delta\alpha_T &= M_T, \\ J_{B1}\ddot{\alpha}_{B1} - i_1(\beta\delta\dot{\alpha}_T + c_{\omega}\delta\alpha_T) &= -M_{B1}, \end{aligned}$$

¹ Работа выполнена при поддержке INTAS (Проект № 2000-757) и РФФИ (Проект № 03-01-00062)

$$\begin{aligned} J_{B2} \ddot{\alpha}_{B2} - i_2 (\beta \dot{\alpha}_T + c_\omega \delta \alpha_T) &= -M_{B2}, \\ \ddot{\alpha}_{T1} &= i_1 \ddot{\alpha}_{B1} + i_2 \ddot{\alpha}_{B2}, \\ \delta \alpha_T &= \alpha_{T2} - \alpha_{T1}, \quad \dot{\delta \alpha}_T = d(\delta \alpha_T)/dt, \end{aligned} \quad (2)$$

где α_{T1} – угловая координата переднего конца вала (на входе редуктора);

α_{T2} – угловая координата заднего конца вала СТ (на стыке с диском СТ);

$\delta \alpha_T = \alpha_{T2} - \alpha_{T1}$ – угол упругого скручивания вала, возникающий вследствие приложения крутящего (M_T), инерционных и внешних (M_{B1} , M_{B2}) моментов к соответствующим концевым частям вала;

c_ω – коэффициент упругости вала на скручивание, являющийся в общем случае плохо определенной, переменной величиной, зависящей как от температурного режима двигателя, так и от степени старения материала вала;

β – коэффициент затухания крутильных колебаний.

В приложении к задаче контроля технического состояния вала ротора СТ можно ограничиться двумя вытекающими из (2) уравнениями:

$$\begin{aligned} J_T \ddot{\alpha}_{T2} + \beta (\dot{\alpha}_{T2} - \dot{\alpha}_{T1}) + c_\omega (\alpha_{T2} - \alpha_{T1}) &= M_T, \\ \alpha_{T1} + [\beta (\alpha_{T1} - \alpha_{T2}) + c_\omega (\alpha_{T1} - \alpha_{T2})] \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1} &= - \sum_{k=1}^2 i_k J_{Bk}^{-1} M_{Bk}. \end{aligned} \quad (3)$$

3. Модально-физическая модель упругой трансмиссии ТВД

Обозначив в (3) $p = d/dt$ и $x_2 = \dot{\alpha}_{T2}$ и $x_1 = \dot{\alpha}_{T1}$, получим уравнения угловых скоростей движения концевых сечений упругого вала:

$$\begin{aligned} [J_{TP}^2 + (\beta p + c_\omega)(1 + J_T \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1})] p x_2 &= \\ = [p^2 + (\beta p + c_\omega) \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1}] M_T - (\beta p + c_\omega) \sum_{k=1}^2 i_k J_{Bk}^{-1} M_{Bk}, \\ [J_{TP}^2 + (\beta p + c_\omega)(1 + J_T \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1})] p x_1 &= \\ = [(\beta p + c_\omega) \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1}] M_T - (J_{TP}^2 + \beta p + c_\omega) \sum_{k=1}^2 i_k J_{Bk}^{-1} M_{Bk}. \end{aligned} \quad (4)$$

Для перехода от уравнений (4) к форме модально-физического представления динамики упругих систем

[3], координаты общего движения (скорости концевых сечений упругого вала) представим в виде:

$$x_k = \bar{x} + \tilde{x}_k, \quad k=1,2, \quad (5)$$

где $\bar{x} = \dot{\alpha}_T$ – компонента, определяющая угловую скорость вращения вала СТ как жесткого тела;

$\tilde{x}_k = \dot{\tilde{\alpha}}_{Tk}$, $k=1,2$ – дополнительные компоненты угловых скоростей концевых сечений вала, вызванные его крутильными колебаниями.

Уравнение, описывающее динамику компоненты $\bar{x} = \dot{\alpha}_T$, может быть получено из уравнений (1) трансмиссии с жестким валом в следующем виде:

$$(1 + J_T \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1}) p \bar{x} = M_T \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1} - \sum_{k=1}^2 i_k J_{Bk}^{-1} M_{Bk}. \quad (6)$$

Уравнения крутильных колебаний концевых сечений упругого вала, записанные относительно координат $\tilde{x}_k = \dot{\tilde{\alpha}}_{Tk}$, получаются вычитанием уравнения (6) из соответствующих уравнений (4), в которых предварительно делается подстановка (5):

$$[p^2 + (\beta p + c_\omega)(J_T^{-1} + \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1})] \tilde{x}_2 = \quad (7)$$

$$= p(1 + J_T \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1})^{-1} (J_T^{-1} M_T + \sum_{k=1}^2 i_k J_{Bk}^{-1} M_{Bk}),$$

$$[p^2 + (\beta p + c_\omega)(J_T^{-1} + \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1})] \tilde{x}_1 = \quad (8)$$

$$= -p(1 + J_T \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1})^{-1} J_T \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1} (J_T^{-1} M_T + \sum_{k=1}^2 i_k J_{Bk}^{-1} M_{Bk}).$$

Из (7) и (8) следует, что между переменными $\tilde{x}_1$ и $\tilde{x}_2$ существует связь вида:

$$\tilde{x}_1 = -(J_T \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1}) \tilde{x}_2. \quad (9)$$

Таким образом, модально-физическая модель нежесткой трансмиссии ТВД (рис.1), отображающая вращение упругого вала как жесткого тела ($\bar{x} = \dot{\alpha}_T$) с наложенными на это движение крутильными колебаниями ($\tilde{x}_k = \dot{\tilde{\alpha}}_{Tk}$, $k=1,2$), может быть представлена в виде системы двух дифференциальных уравнений, связанных только через их правые части:

$$(1 + J_T \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1}) p \bar{x} = M_T \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1} - \sum_{k=1}^2 i_k J_{Bk}^{-1} M_{Bk},$$

$$[p^2 + (\beta p + c_\omega)(J_T^{-1} + \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1})] \ddot{x}_2 =$$

$$= p(1 + J_T \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1})^{-1} (J_T^{-1} M_T + \sum_{k=1}^2 i_k J_{Bk}^{-1} M_{Bk}),$$

и уравнений связи (5) и (9). При необходимости эти уравнения могут быть дополнены следующим из (2) уравнением, описывающим динамику угла скручивания $\delta\alpha_t$:

$$[p^2 + (\beta p + c_\omega)(J_T^{-1} + \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1})] \delta\alpha_t =$$

$$= J_T^{-1} M_T + \sum_{k=1}^2 i_k J_{Bk}^{-1} M_{Bk}.$$

Специфика конструктивного исполнения датчика оборотов, индукторная шестерня которого напрессована на вал турбины и, следовательно, является частью трансмиссии ТВД, дает возможность представить объект исследования и измерительную систему как единое целое. Входными воздействиями такого комплексного объекта в общем случае являются моменты турбины и двух соосных винтов, приложенных известным образом (рис. 1) к противоположным концам упругого вала. Выходными координатами являются сигналы двух датчиков оборотов, использующиеся далее для решения задачи наблюдения за техническим состоянием трансмиссии.

Отображаемая уравнениями (10)-(11) динамика трансмиссии ТВД может быть представлена в виде структурной схемы, изображенной на рис. 2. Здесь для краткости введено обозначение $k_J = (J_T^{-1} + \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1})$, величина, которую можно определить как коэффици-

ент подвижности вращающихся инерционных масс трансмиссии.

3. Модель сигналов индукционного датчика частоты вращения упругого вала

Чувствительным элементом датчика является индуктивная катушка, помещенная в магнитное поле B , создаваемое постоянным магнитом двухполюсного статора. На вал ротора, частоту вращения которого требуется измерять, напрессована индукторная шестерня, зубья (полюса) которой, пробегая мимо полюсов статора, приводит к перераспределению магнитного потока постоянного магнита. Переменная составляющая магнитного потока $\Phi = \Phi(B)$ (B – индукция в зазоре датчика) при этом индуцирует в катушке статора ЭДС $e = -\dot{\Phi}$. Амплитуда ЭДС определяется известным соотношением [4]:

$$E_m = 2\omega w \Phi_m, \quad (12)$$

где $\omega = n\bar{\omega}_T$ – несущая частота сигнала датчика;

Φ_m – известная амплитуда переменной составляющей потока, зависящая от магнитодвижущей силы и крайних значений сопротивления магнитной цепи преобразователя;

w – число витков катушки.

Таким образом, при вращении жесткого вала напряжение $u_{\bar{\omega}}(\bar{\omega}_T)$, снимаемое с индукционной катушки ДЧВ, при наличии емкостной развязки приближенно может быть описано синусоидальной функцией, амплитуда и частота которой зависят от величины угловой скорости турбины $\bar{\omega}_T$:

$$u_{\bar{\omega}}(\bar{\omega}_T) = U(\bar{\omega}_T) \sin n\bar{\omega}_T t, \quad (13)$$

где $U(\bar{\omega}_T) = U_{\bar{\omega}} = k_\Phi n \bar{\omega}_T$, $k_\Phi = 2w\Phi_m$.

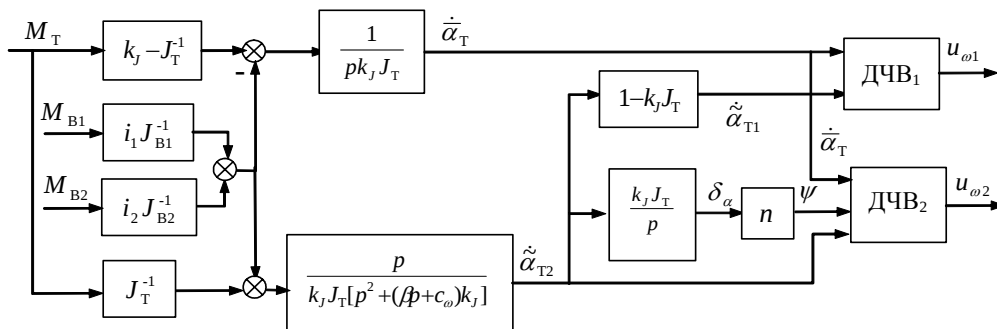


Рис. 2. Структурная схема МФМ упругой трансмиссии ТВД с двумя датчиками оборотов

При ограниченной жесткости на кручение c_ω на нестационарных режимах вращения вала ($M_T = M_T(t) \neq \text{const}$) возбуждаются крутильные колебания $\ddot{\alpha}_T(t)$, аддитивно

добавляющиеся к основному движению вала $\bar{\alpha}_T(t)$. В силу принципа действия индукционного N-преобразователя нетрудно понять, что при отсутствии вращательного движения $\bar{\omega}_T$ крутильные колебания вала $\tilde{\alpha}_T(t)$, воспринимаемая как вибрационные колебания индуктора датчика, приведут к появлению переменной составляющей магнитного потока с частотой крутильных колебаний $\tilde{\omega}_T$, что вызовет наведение ЭДС в катушке статора [4] и соответствующего напряжения:

$$u_{\tilde{\omega}}(\tilde{\omega}_T) = U(\tilde{\omega}_T) \sin \tilde{\omega}_T t, \quad (14)$$

где $U(\tilde{\omega}_T) = U_{\tilde{\omega}} = \tilde{\omega}_T \tilde{\alpha}_{Tm} Bw$ - амплитуда ЭДС, наводимой вибрационной компонентой $\tilde{\alpha}_T(t)$ с полуразмахом колебаний $\tilde{\alpha}_{Tm}$.

Результирующее движение вала турбины α_T , состоящее из вращения $\bar{\alpha}_T(t)$ с частотой $\bar{\omega}_T$ и крутильных колебаний $\tilde{\alpha}_T(t)$ с частотой вибраций $\tilde{\omega}_T$, воспроизводится датчиком в форме непрерывного сигнала (напряжения) следующего вида:

$$u_{\omega} = u_{\bar{\omega}} + u_{\tilde{\omega}} = U_{\bar{\omega}} \sin n \bar{\omega}_T t + U_{\tilde{\omega}} \sin \tilde{\omega}_T t. \quad (15)$$

Поскольку рассматриваемый датчик является индукционным тахометром, а не специализированным измерителем параметров вибраций, то регистрируемая им (в виде дополнительной ЭДС $\tilde{e}$) вибрационная компонента $u_{\tilde{\omega}} = U(\tilde{\omega}_T) \sin \tilde{\omega}_T t$, является по сравнению с $u_{\bar{\omega}}$ относительно слабым сигналом, который обычно рассматривается как помеха ξ_k .

При наличии двух датчиков оборотов, установленных на противоположных концах упругого вала, используя их выходные сигналы

$$\begin{aligned} u_{\omega 1} &= u_{\bar{\omega} 1} + u_{\tilde{\omega} 1} = U_{\bar{\omega} 1} \sin n \bar{\omega}_{T1} t + \xi_1, \\ u_{\omega 2} &= u_{\bar{\omega} 2} + u_{\tilde{\omega} 2} = U_{\bar{\omega} 2} \sin(n \bar{\omega}_{T2} t + \psi) + \xi_2, \end{aligned} \quad (16)$$

описанным в [1] способом, можно вычислять оценку фазового сдвига этих сигналов $\hat{\psi}(t)$ и пропорциональный этому сдвигу угол скручивания упругого вала, определяемый его оценкой: $\delta \alpha_T = n^{-1} \hat{\psi}$.

4. Идентификация момента СТ для случая изменяющегося коэффициента жесткости

В соответствии с (11) величина момента турбины в установившемся режиме ТВД может быть вычислена по формуле [1]:

$$\dot{M}_T = c_{\omega}(t) \delta \alpha_T. \quad (17)$$

Однако окончательному решению задачи мешает проблема плохой определенности и переменности величины $c_{\omega}(t)$. Для ее преодоления воспользуемся дифференциальным методом идентификации [5].

Идентифицируемым параметром является собственная частота $\tilde{\omega}_T$ крутильных колебаний вала $\tilde{\alpha}_T(t)$, отображаемых в выходном сигнале ДЧВ компонентой $u_{\tilde{\omega}} = U(\tilde{\omega}_T) \sin \tilde{\omega}_T t$, определяемой как динамикой, так и текущими значениями параметров (в т.ч. c_{ω}).

Принимая во внимание (15) и считая величину $\tilde{\omega}_T$ неизвестной в некотором заранее заданном диапазоне $\tilde{\omega}_{Tmin} \leq \tilde{\omega}_T \leq \tilde{\omega}_{Tma}$, каждый из выходных сигналов (16) подадим на вход поисково-следающей системы, компьютерная реализация которой приведена на рис. 3.

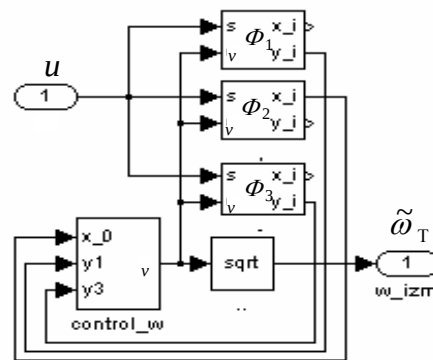


Рис. 3. Блок-схема системы определения частоты вибраций

Эта система, предназначенная для поиска полезного сигнала $u_{\tilde{\omega} 1}$, соответствующего вибрационной компоненте $\tilde{\alpha}_T$, и слежения за возможными изменениями ее частоты $\tilde{\omega}_T(t)$, состоит из трех управляемых резонансных фильтров Φ_k ($k=1 \div 3$) вида:

$$\ddot{x}_k + \Omega_k^2 x_k = (u_{\omega} - x_k) k_{\Phi}, \quad k=1 \div 3, \quad (18)$$

где x_k - выходные координаты фильтров;

k_{Φ} - коэффициент усиления ($k_{\Phi} \ll 1$);

$$\Omega_1 = v^0 - \Delta, \quad \Omega_2 = v^0, \quad \Omega_3 = v^0 + \Delta;$$

v^0 - начальное значение сигнала, управляющего резонансной частотой фильтра; Δ - сдвиг резонансной частоты.

За частоту $\tilde{\omega}_T$ полезного сигнала $u_{\tilde{\omega}}$ в диапазоне $\tilde{\omega}_{Tmin} \leq \tilde{\omega}_T \leq \tilde{\omega}_{Tmax}$ принимается значение частоты настраиваемого фильтра, при которой величина огибающей выходного сигнала фильтра имеет максимальное значение. Соответствующая вычислительная процедура основывается на анализе разности значений огибающих ($\bar{x}_k$) выходных сигналов третьего и первого фильтров:

$$R = \bar{x}_3 - \bar{x}_1 \approx \frac{\partial A}{\partial \Omega} 2\Delta, \quad (19)$$

которая при реализации на ЦВМ преобразуется в итеративную процедуру настройки вида:

$$v^{j+1} = v^j + a(\bar{x}_3^j - \bar{x}_1^j), \quad (20)$$

где $j=1,2,\dots$, n определяет последовательность тактов вычисления;

a – коэффициент, обеспечивающий (при достаточно большом $n > N$) сходимость процедуры (20) к максимальному значению амплитуды выхода фильтра Φ_2 , при котором $\Omega_2 \approx \tilde{\omega}_T$. Индикатором завершения процесса настройки может служить момент выполнения условия малости сигнала $|u_{\omega} - x_2| \leq \epsilon$.

На рис. 4 приведена реализация процесса поиска частоты $\tilde{\omega}_T$ при начальном отклонении около 10% от действительного значения. Видно, что время поиска при таком отклонении составляет примерно 0,5с. При $t=1$ с возникает процесс изменения частоты $\tilde{\omega}_T$, вызванный внешними причинами. Система (рис.3) достаточно точно отслеживает данное изменение, совершая малые колебания относительно истинного значения $\tilde{\omega}_T(t)$, вызванные существенной переменностью амплитуды колебаний (до 90% A_{max}).

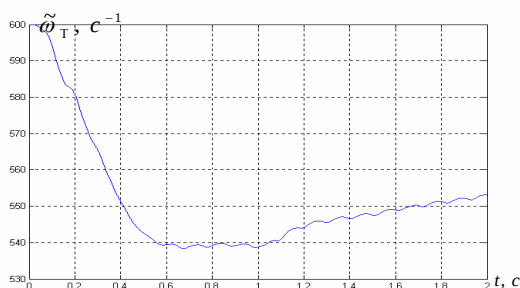


Рис. 4. Процесс поиска и слежения за изменяющейся частотой вибраций вала СТ

Таким образом, исходные сигналы ДЧВ (16) могут быть преобразованы к виду:

$$\begin{aligned} u_{\omega 1} &= U_{\omega 1} \sin n \tilde{\omega}_T t, & u_{\tilde{\omega} 1} &= U_{\tilde{\omega} 1} \sin \tilde{\omega}_T t; \\ u_{\omega 2} &= U_{\omega 2} \sin(n \tilde{\omega}_T t + \psi), & u_{\tilde{\omega} 2} &= U_{\tilde{\omega} 2} \sin \tilde{\omega}_T t \end{aligned} \quad (21)$$

Далее пара сигналов $u_{\omega 2} = U_{\omega 2} \sin(n \tilde{\omega}_T t + \psi)$ и $u_{\omega 1} = U_{\omega 1} \sin n \tilde{\omega}_T t$ используется при решении задачи оценивания угла кручения упругого вала по известной методике [1]. Другая пара: $u_{\tilde{\omega} 1} = U_{\tilde{\omega} 1} \sin \tilde{\omega}_T t$, $u_{\tilde{\omega} 2} = U_{\tilde{\omega} 2} \sin \tilde{\omega}_T t$, в которой, как видно из (7) и (8), $\tilde{\omega}_T = \tilde{\omega}_T = \tilde{\omega}_T$, в соответствии с описанной выше методикой принимает участие в вычислении плохо определенного (или неизвестного), изменяющегося значения крутильной жесткости вала по формуле:

$$c_{\omega}(t) = \tilde{\omega}_T^2(t) (J_T^{-1} + \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1})^{-1}. \quad (22)$$

Полученная оценка (22) используются далее при вычислении момента СТ по формуле (17).

Литература

1. Алгебраический и адаптивный подходы к задаче идентификации крутящего момента свободной турбины ТВД / В.Ю. Рутковский, С.В. Епифанов, С.Д. Земляков, В.М. Суханов, В.М. Глумов // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 2002.- Вып. 31. Двигатели и энергоустановки.- С. 197-201.
2. Теория автоматического управления силовыми установками летательных аппаратов / Под ред. А.А. Шемякова.- М.: "Машиностроение", 1976.-305 с.
3. Модально-физическая модель пространственного углового движения деформируемого космического аппарата и ее свойства / Глумов В.М., Земляков С.Д., Рутковский В.Ю., Суханов В.М. // Из. вузов Авиацион. техника.- 1998.- № 12.- С. 38-50.
4. Левшина Е.С., Новицкий П.В. Электрические измерения физических величин.- Л.: Энергоатомиздат, 1983.- 320 с.
5. Растринин Л.А. Системы экстремального управления.- М.: Наука, 1974.- 632 с.

Поступила в редакцию 12 05.03

Рецензент: д-р техн. наук, профессор В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ИСТОЧНИКОВ ПОГРЕШНОСТЕЙ В СОВРЕМЕННЫХ БСКД

Н.С. Кулик, д-р техн. наук,

А.А. Тамаргазин, д-р техн. наук,

Национальный авиационный университет, г. Киев, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Используемые в настоящее время методы моделирования и оптимизации набора диагностических параметров, покрывающего множество вероятностных дефектов объектов диагностирования, в сочетании с алгебраическими методами распознавания образов открывают широкие возможности для реализации автоматизированных систем диагностического сопровождения современной авиационной техники. Использование в качестве входных параметров диагностических моделей регистрируемых в полете параметров позволило перейти от линейных статических моделей к нелинейным динамическим.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Особое внимание в теоретических и практических исследованиях [1, 2, 3] уделено моделированию рабочего процесса авиационных газотурбинных двигателей. Полученные результаты моделирования были использованы в ряде крупных моторостроительных компаниях (Мотор Сич, SNECMA, General Electric) для реализации оригинальных и эффективных алгоритмов управления и диагностирования силовых установок пассажирских самолетов. Однако при моделировании работы двигателей на наиболее перспективных, с точки зрения диагностирования, переходных режимах работы наблюдаются существенные погрешности, изменяющиеся от полета к полету. Причиной их являются нестационарные погрешности бортовых систем контроля двигателей (БСКД).

Цель исследований. Целью исследования являлась разработка метода учета нестационарных погрешностей в модели "БСКД – двигатель".

Результаты исследований. Наиболее распространенными источниками нестационарности в БСКД яв-

ляются процессы старения и износа ее комплектующих. Эти источники проявляют себя изменчивостью и зависимостью конструктивных параметров измерительных систем от времени и тем самым изменчивостью коэффициентов статической (либо динамической) математической модели.

Нестационарным принято называть элемент, параметры которого являются нестационарными величинами и изменяются случайным образом. Такой параметр можно рассматривать как независимый источник неустойчивости на входе определенной ступени преобразования. Поскольку потенциально каждый конструктивный параметр является источником неустойчивости, число независимых случайных входных переменных составляет $m + k - 1$ (в том числе $m - 1$ воздействующих величин и k конструктивных параметров).

Анализируя физические причины неустойчивости конструктивных параметров, необходимо различать такие составляющие:

1. Неопределенность номинальных значений конструктивных параметров – $\Delta \tilde{a}_{j0}$. Вводя в математическую модель номинальное значение a_{j0} данного параметра, мы основываемся на результатах измерения этого параметра, содержащих погрешность Δa_{j0} . В каждом элементе БСКД присутствует одно постоянное значение этой погрешности (один элемент множества), в результате чего указанная погрешность имеет постоянную величину. Тем не менее эта погрешность должна быть учтена в модели.

2. Зависимость данного параметра от условий среды, например от температуры, – Δa_{jd} . Причина эта учитывается в детерминированной модели путем

принятия i -й величины в качестве воздействующей (влияющей).

Модель элемента БСКД в общем виде можно записать как

$$y = F(x_1, \dots, x_{m-1}, x_m, T, a_1, \dots, a_k, z). \quad (1)$$

Величины $x_1, \dots, x_m$ представляют собой случайные процессы с известными или неизвестными характеристиками; они могут быть измеримыми либо неизмеримыми, управляемыми либо неуправляемыми в зависимости от цели и условий использования данного элемента БСКД. В уравнении (1) T обозначает время эксплуатации ИС. Величины $a_1, \dots, a_k$ – конструктивные параметры данного элемента. Величина z характеризует неточность модели, а также неизвестное или неучтенное влияние окружения. По своей природе z – неизмеримая и неуправляемая величина, и часто принимается $E(z) = 0$. Величина y – выходная величина. Для большинства элементов БСКД можно ограничиться моделью с одной выходной величиной.

Математическую модель образуют оператор F , а также конструктивные параметры a_j , $j = \overline{1, k}$, описывающие связь между входными и выходными величинами. Параметры a_j характеризуют свойства комплектующих, из которых построен конкретный элемент БСКД.

В таком случае зависимость выходной величины от воздействующей x_i характеризует суммарный эффект всех конструктивных параметров, т.е.

$$dy_i = \left[\frac{\partial F(x_1, \dots, x_{m-1}, x_m)}{\partial x_i} + \sum_j \frac{\partial F}{\partial a_j} \frac{\partial a_j}{\partial x_i} \right] dx_i,$$

либо

$$\Delta y_i = \int_{x_{i0}}^{x_i} \frac{\partial F}{\partial x_i} dx_i + \int_{x_{i0}}^{x_i} \sum_j \frac{\partial F}{\partial a_j} \frac{\partial a_j}{\partial x_i} dx_i.$$

Фактор $\partial a_j / \partial x_i$ известен из свойств комплектующих, а производная $\partial F / \partial a_j$ определяется моделью (1).

3. Нестабильность параметра a_j во времени – $\Delta \tilde{a}_{jn}$. Эту нестационарность могут вызвать:

а) молекулярные явления (осцилляции). Условно в качестве характерного диапазона частот принимается диапазон $f > 1$ Гц, т.е. те осцилляции, которые не вос-

принимаются наблюдателем и эффективно отфильтровываются электромеханическими измерительными приборами;

б) неучитываемые изменения воздействующих величин (например, изменение атмосферного давления под влиянием скоростного напора) вследствие невключения их в детерминированную модель либо вследствие изменений влияющих величин ниже их порогов измеримости (например, изменение температуры в термостате). В качестве характерного диапазона частот принимается интервал $f = 10^{-5} \dots 1$ Гц. Эти изменения называются флуктуациями;

в) старение и износ материалов. Это дрейф, являющийся главной причиной нестационарности. Частота соответствующих изменений мала ($f < 10^{-5}$ Гц).

Характеристика шумов в диапазоне $10^{-8} \dots 10^8$ Гц приведена в [4]. Распределение шумов подтверждает принципиальность деления их на осцилляции, флуктуации и дрейф.

Согласно [5] j -й конструктивный параметр описывается переменной

$$a = a_0 + \Delta \tilde{a} = a_0 + \Delta \tilde{a}_0 + \Delta \tilde{a}_d + \Delta \tilde{a}_n. \quad (2)$$

На рисунке показаны источники погрешностей, причем символом a_p обозначено истинное значение параметра. Индекс 0 соответствует эталонным условиям, T – время эксплуатации. Величин, воздействующих на j -й параметр, может быть и больше.

4. Нестационарный источник. Член $\Delta \tilde{a}_{jn}$ в выражении (2) отвечает внутреннему, нестационарному источнику погрешности. Обозначим его символом $u(t)$; характеристика этого источника известна, например:

$$u(t) = g(t)\varepsilon(t). \quad (3)$$

Здесь $g(t)$ либо $g(T)$ – известная функция времени,

$\varepsilon(t)$ – стационарный случайный процесс.

Тогда выходная величина $y(t)$ элемента БСКД, содержащего источник $u(t)$, сама является случайным нестационарным процессом.

Источники таких погрешностей образуют довольно широкий класс, включающий в себя источники с характеристиками

$$g(t) = t^m, m = \overline{1, m} \text{ или } g(t) = e^{pt},$$

а также их линейными комбинациями: $c_r t^{m_r} e^{p_r t}$; решение в этих случаях относительно простое [6].

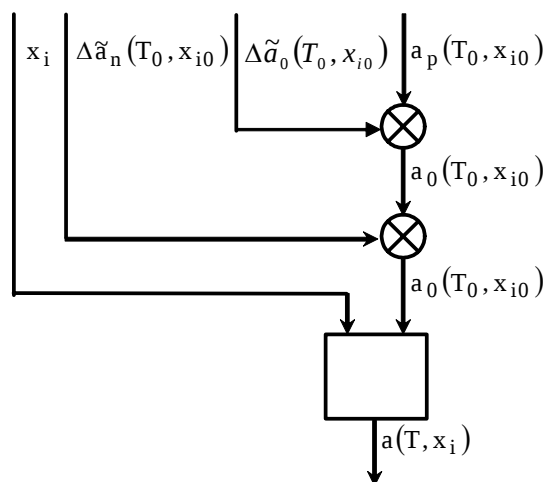


Рис. 1. Составляющие погрешности

Поскольку стационарную величину можно выразить интегралом Фурье

$$\varepsilon(t) = \int_{-\infty}^{\infty} e^{j\omega t} d\Phi(\omega) + \bar{\varepsilon}(t),$$

то (3) можно записать как

$$u(t) = \int_{-\infty}^{\infty} g(t) e^{j\omega t} d\Phi(\omega) + g(t) \bar{\varepsilon}(t).$$

На выходе элемента в соответствии с [6] получается:

$$y_1(t) = \int_{-\infty}^{\infty} P(\omega, t) e^{j\omega t} d\Phi(\omega) + y_1(t), \quad (4)$$

где $P(\omega, t)$ – преобразование Фурье ядра $k(t, \tau)$ оператора Вольтерра (операции свертки отвечает умножение преобразований Фурье).

Если $g(t) = t^m$, то в частном решении (4) $P(\omega, t)$ представляет собой полином степени m относительно t . Коэффициенты $l_0, \dots, l_m$ полинома $P(\omega, t)$ определяются из сравнения выражения

$$y(\omega, t) = (l_0 + l_1 t + l_2 t^2 + \dots + l_m t^m) e^{j\omega t}$$

с решением (4). Из этого частного решения по определению легко найти корреляционную функцию

$$K_y(t_1, t_2) = \int_{-\infty}^{\infty} P_m^*(\omega, t_1) P_m(\omega, t_2) e^{j\omega(t_2 - t_1)} S_\varepsilon(\omega) d\omega.$$

В случае $g(t) = e^{pt}$ имеем

$$y(\omega, t) = A(\omega) e^{(p+j\omega)t},$$

$$A(j\omega) = (a_0 + a_1(p+j\omega) + \dots + a_n(p+j\omega)^n)^{-1}$$

и

$$y_1(t) = \int_{-\infty}^{\infty} A(j\omega) e^{(p+j\omega)t} d\Phi(\omega) + y_1(t).$$

Тогда

$$K_y(t_1, t_2) = e^{pt_2 + p^* t_1} \int_{-\infty}^{\infty} |A(j\omega)|^2 e^{j\omega(t_2 - t_1)} S_\varepsilon(\omega) d\omega$$

и

$$S_y(\omega) = |A(j\omega)|^2 S_u(\omega - p).$$

Частное решение стационарно, если p – мнимое число.

Перспективы дальнейших исследований. Рассмотренный метод положен в основу разрабатываемой общей методологии перехода от разработки моделей двигателя к модели "БСКД–двигатель".

Выводы. Предложенный подход позволяет учитывать возникающие в результате старения и износа нестационарные погрешности в БСКД пассажирских самолетов.

Литература

1. Michael J., Kroes, James R. Rardon Aircraft Basic Science (Aviation Technology Series), Paperback.– 7th edition, Glencoe McGraw Hill.– 1993.– 414 p.
2. Larry Reithmaier (Editor) Standard Aircraft Handbook for Mechanics and Technicians, Paperback.– 6th edition, McGraw – Hill.– 1999.– 300 p.
3. Herbert A. Koenig Modern Computational Methods (Series in Computational and Physical Processes in Mechanics and Thermal Sciences).– Bk&Disk edition, Taylor & Francis.– 1998.– 416 p.
4. Handbook of Measurement Science / Edited by Sydenham P.H., N.Y., J. Wiley and Sons Ltd., 1982.
5. Petzold B., Richter W. Störspannung analyse im Tieffrequenzbereich Messen // Steuern, Regeln (msr).– 1986.– No 2.
6. Свешников А.А. Прикладные методы теории случайных функций.– М.: Наука, 1968.– 328 с.

Поступила в редакцию 30.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Ю.М. Терещенко, Научный центр ВВС ВС Украины, г. Киев; д-р техн. наук, декан механико-энергетического факультета В.В. Панин, НАУ, г. Киев.

РАЗРАБОТКА ИЗМЕРИТЕЛЯ УГЛА УСТАНОВКИ ЛОПАСТЕЙ ВОЗДУШНОГО ВИНТА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ САМОЛЁТА АН-140

Ю.Ф. Басов, Главный конструктор, А.А. Штыков, начальник ОПР УГК,

А.В. Суббота, зам. Главного конструктора – начальник КБ2,

С.А. Глущенко, Главный конструктор темы,

ОАО «Мотор Сич», г. Запорожье, Украина

К современным региональным самолётам авиакомпаниями предъявляются повышенные требования в части взлетно-посадочных характеристик, наземной маневренности, а также безопасности полетов. Для удовлетворения этих требований двигательная установка (далее в тексте - ДУ) турбовинтового регионального самолёта должна обеспечивать:

- большую отрицательную тягу на режиме реверса, быстроту и надежность выхода на этот режим;
- удобство управления тягой по величине и направлению на земных режимах работы;
- недопущение возникновения отрицательной тяги в полете.

Темой данной статьи является разработка одного из устройств, придающих ДУ турбовинтового регионального самолёта Ан-140 перечисленные выше качества - измерителя угла установки лопастей воздушного винта (далее в тексте - ф-метра).

Обоснование необходимости использования ф-метра в ДУ самолёта Ан-140

По результатам выполненных в ходе разработки самолёта Ан-140 исследований, а также анализа зарубежного опыта специалистами АНТК им. О.К. Антонова был выбран такой способ управления ДУ на земных режимах, при котором лётчик рычагом управления двигателем (далее в тексте - РУД) задаёт угол установки лопастей воздушного винта (далее в тексте - $\varphi_{\text{л}}$), а частота вращения воздушного винта (далее в тексте - ВВ) поддерживается постоян-

ной путём изменения подачи топлива в камеру сгорания турбовинтового двигателя (далее в тексте – ТВД).

Данный способ (называемый в зарубежной технической литературе « β -способ» или просто « β -управление») используется, начиная с середины 50-х годов XX века для управления на земных режимах ДУ практически всех типов зарубежных турбовинтовых самолётов.

Следует отметить, что использование β -управления предъявляет некоторые дополнительные требования к системе автоматического управления ДУ, а также к конструкции ТВД и ВВ.

В состав ДУ самолёта Ан-140 входят:

- двухвальный ТВД со свободной турбиной ТВ3-117ВМА-СБМ1;
- ВВ АВ-140 с изменяемым углом установки лопастей, флюгерно-реверсивный, обратного действия.
- система автоматического управления (далее в тексте - САУ) ДУ, включающая в себя электронные блоки (электронный цифровой регулятор, блок коммутации запуска, блок управления и контроля), гидромеханические агрегаты (насос-регулятор, распределитель топлива, регулятор ВВ), исполнительные механизмы, а также датчики и сигнализаторы.

При β -управлении ДУ на земных режимах ее работы электронный цифровой регулятор (далее в тексте – РЭД) должен постоянно сравнивать фактическое значение $\varphi_{\text{л}}$ со значением $\varphi_{\text{л}}$, задаваемым РУДом, и в случае их неравенства выдавать соответствующую команду на регулятор ВВ (что требует наличия соответствующего алгоритма в программном обеспечении РЭД). Для обеспечения РЭДа

РЭД). Для обеспечения РЭДа информацией о фактическом значении $\varphi_{\text{л}}$ необходим ф-метр, т.е. устройство, преобразующее $\varphi_{\text{л}}$ в электрический сигнал, пригодный для дальнейшей обработки РЭДом. Ф-метр включает в себя датчик, вырабатывающий электрический сигнал с параметрами, однозначно определяемыми фактическим значением $\varphi_{\text{л}}$ (далее в тексте - датчик $\varphi_{\text{л}}$), а также детали и узлы, обеспечивающие механическую связь с лопастями ВВ подвижной части датчика $\varphi_{\text{л}}$, его крепление в заданном положении и т.д. Кроме обеспечения β -управления ДУ на земных режимах ее работы, ф-метр также может эффективно использоваться для её защиты от возникновения отрицательной тяги в полете.

Отрицательная тяга ДУ, включающая в себя современный ВВ с большим числом относительно широких лопастей и двухвальный ТВД со свободной турбиной, может достигать значительной величины (хотя и намного меньшей, чем у ДУ с одновальным ТВД) и представлять серьезную угрозу безопасности полета.

Получая информацию от ф-метра, а также от датчика частоты вращения ВВ и самолетных датчиков высоты и скорости полета, РЭД может рассчитать текущее значение тяги ВВ и в случае её падения ниже заданной величины выдавать соответствующие команды на регулятор ВВ.

В итоге применение ф-метра позволяет не только использовать наилучший способ управления ДУ на земных режимах её работы, но и обеспечить защиту ДУ от отрицательной тяги без использования гидравлического датчика обратной тяги и устройства для его проверки.

Требования, предъявляемые к ф-метру и его элементам

Учитывая важность информации, поступающей от ф-метра в РЭД, к ф-метру предъявляются следующие требования:

- высокая точность измерения $\varphi_{\text{л}}$ во всем диапазоне их изменения (от $\varphi_{\text{л}}$ флюгера до $\varphi_{\text{л}}$ реверса);

- высокая надежность работы при внешних воздействиях, обусловленных работой ТВД и ВВ (вибрация различных частот, повышенная температура и т.д.), а также в условиях обледенения и повышенной запыленности воздуха;

- конструктивная совместимость с ВВ и редуктором ТВД.

Ф-метр включает в себя датчик $\varphi_{\text{л}}$ и передаточный механизм (далее в тексте - ПМ), обеспечивающий кинематическую связь подвижной части датчика $\varphi_{\text{л}}$ с лопастями вращающегося ВВ.

Для обеспечения соответствия ф-метра изложенным выше требованиям его ПМ должен:

- обеспечивать неизменность передаточной функции (зависимости положения подвижной части датчика $\varphi_{\text{л}}$ от фактического значения $\varphi_{\text{л}}$) в течение всего межремонтного ресурса без подрегулировок;

- располагаться в масляных полостях редуктора ТВД и втулки ВВ;

- сохранять работоспособность при некотором износе и загрязнении его деталей;

- не вызывать существенного увеличения габаритов и массы редуктора ТВД и втулки ВВ;

- не вызывать существенного усложнения конструкции втулки ВВ и редуктора ТВД;

- не вызывать существенного усложнения технологии монтажа и демонтажа ВВ.

Разработка передаточного механизма, обладающего перечисленными выше качествами для ДУ с ТВД, имеющим соосный редуктор, и с ВВ обратного действия, является достаточно сложной конструкторской задачей.

Подбор же датчика $\varphi_{\text{л}}$ не составляет особой проблемы, так как в настоящее время в продаже имеется довольно много моделей датчиков, преобразующих механические перемещения в электрические сигналы, обеспечивающих требуемую точность измерения и достаточно стойких к внешним воздействиям, обусловленным работой ТВД и ВВ.

Описание конструкции и работы ф-метра ДУ самолета АН-140

На рис. 1 и 2 схематично показаны втулка ВВ АВ-140 и часть переднего редуктора ТВД ТВЗ-117ВМА-СБМ1 с датчиком $\varphi_{\text{л}}$ и ПМ ф-метра.

Для обеспечения кинематической связи лопастей ВВ с ПМ ф-метра использованы кривошипно-

шатунный механизм (поз. 1) и поршень поз.(2), управляющие положением лопастей ВВ (поз. 3). Толкатели (поз. 4) установленные в направляющих гильзах (поз. 5) втулки ВВ, в осевом направлении зафиксированы в поршне (поз. 2) и перемещаются вместе с ним как единое целое. На рис. 3 показана зависимость $\varphi_{\text{л}}$ от перемещения толкателей.

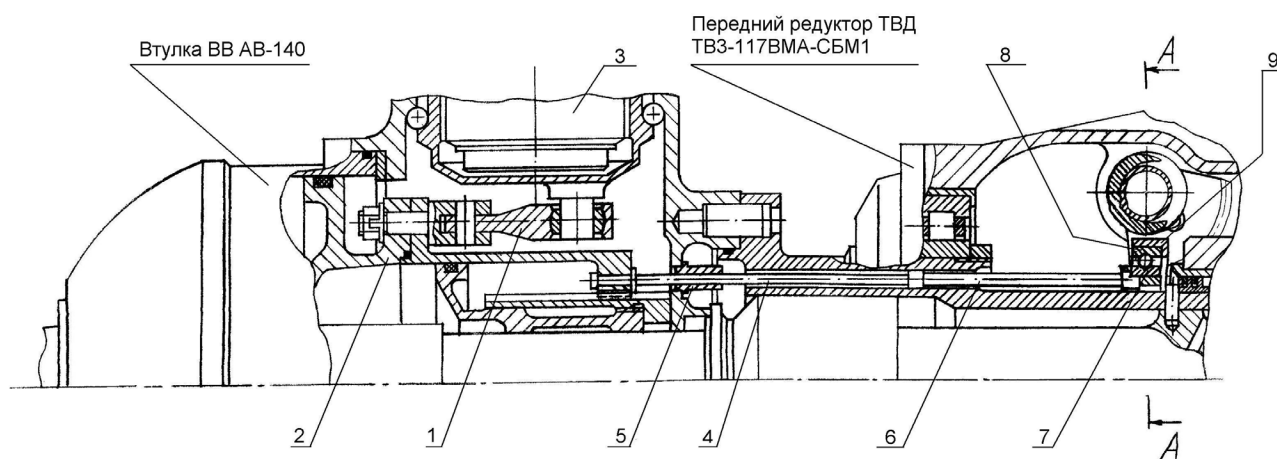


Рис. 1

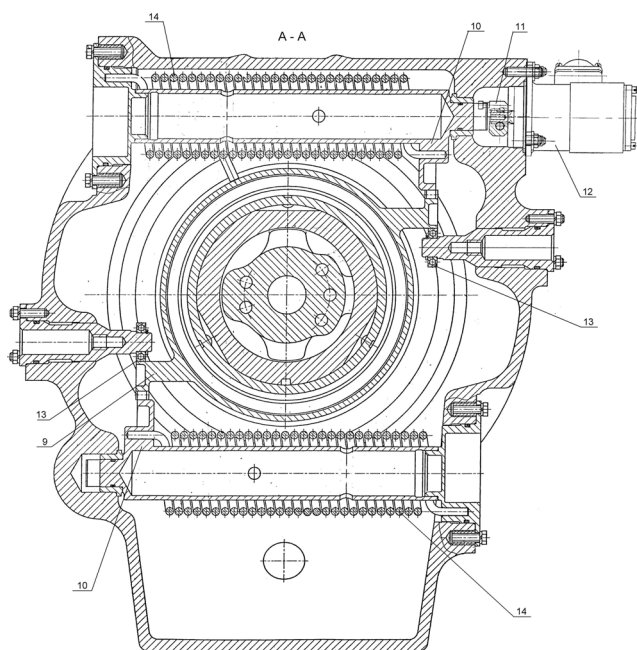


Рис. 2

Торцы толкателей поз. 4 упираются в торцы толкателей (поз. 6), установленных в отверстиях вала ВВ и закрепленных в обойме (поз. 7), установленной на валу ВВ с возможностью осевого перемещения.

На обойме установлен шарикоподшипник (поз. 8), соединяющий вращающиеся вместе с ВВ и не вра-

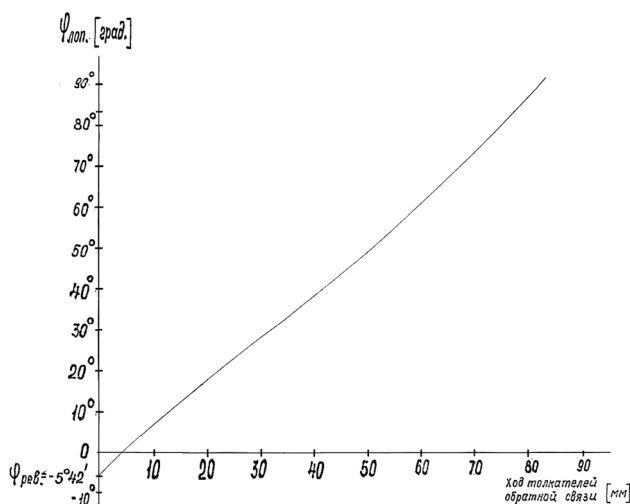


Рис. 3

щающиеся детали ПМ ф-метра. На наружной обойме шарикоподшипника установлено кольцо с двумя зубчатыми рейками (поз. 9), находящимися в зацеплении с двумя зубчатыми секторами (поз. 10). С одним из зубчатых секторов (поз. 10) поводком (поз. 11) связан вал датчика $\varphi_{\text{л}}$, установленного на корпусе редуктора.

Нерабочие части зубчатых реек опираются на подшипники (поз. 13). На зубчатых секторах установлены пружины кручения (поз. 14).

При изменении $\varphi_{\text{л}}$ происходит перемещение поршня, управляющего положением лопастей ВВ. Толкатели (поз. 4), установленные в гильзах (поз. 5) и закрепленные в поршне (поз. 2), воздействуют на толкатели (поз. 6) и перемещают обойму (поз. 7) с шарикоподшипником (поз. 8), а также кольцо с зубчатыми рейками (поз. 9) в осевом направлении. Осевое перемещение кольца с зубчатой рейкой преобразуется в поворот зубчатых секторов (поз. 10) и вала датчика $\varphi_{\text{л}}$

(поз. 12).

Датчик $\varphi_{\text{л}}$ преобразует поворот своего вала в электрический сигнал, поступающий в РЭД.

Пружины кручения (поз. 14) обеспечивают беззависимое сопряжение всех деталей передаточного механизма друг с другом.

Шарикоподшипники (поз. 13) предотвращают перекос кольца с зубчатыми рейками под действием силы, действующей в зубчатом зацеплении.

На рис. 4 показана конструкция соосного переднего редуктора трансмиссии ТВД ТВЗ-117ВМА СБМ1 (обозначения те же, что и на рис. 1 и 2).

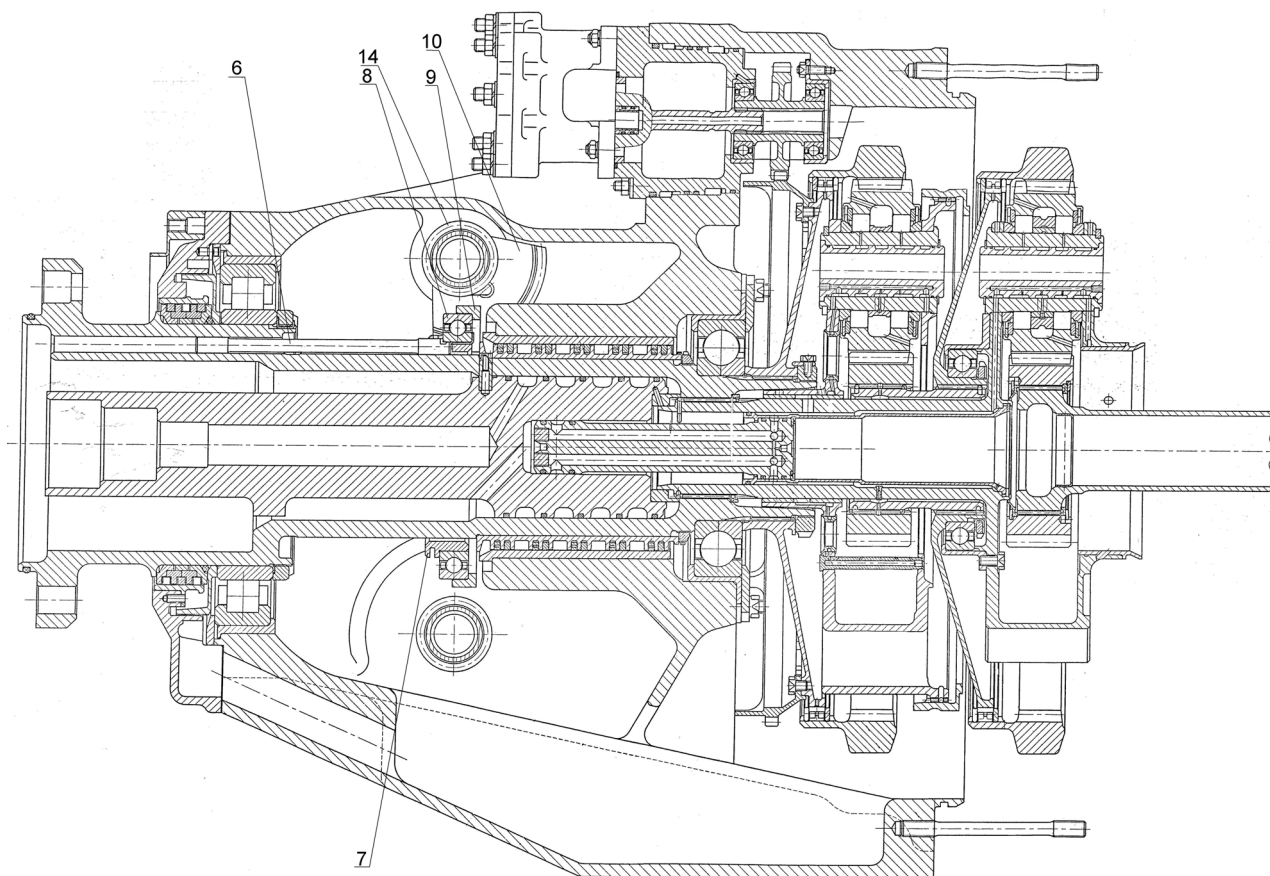


Рис. 4

В качестве датчика $\varphi_{\text{л}}$ использован дублированный синусно-косинусный трансформатор ДБСКТ-250-1Ш (далее в тексте - ДБСКТ), имеющий достаточно высокие точность измерения и стойкость к внешним воздействиям при небольших габаритах и массе.

ДБСКТ представляет собой две бесконтактные электрические микромашины переменного тока, расположенные в одном корпусе, и с роторами, установленными на одном валу.

При повороте вала на угол α ДБСКТ выдает аналоговый сигнал (напряжение переменного тока), пропорциональный $\sin \alpha$ или $\cos \alpha$.

Опыт эксплуатации авиационных ДУ, в элементах которых установлены ДБСКТ (для измерения углов установки статорных лопаток компрессора, углов поворота управляющих золотников, дроссельных кранов, рычагов управления), показал высокую стабильность параметров и надежность работы этих трансформаторов без проведения регламентных работ.

Из изложенного выше следует, что конструкция ПМ и датчик ϕ_d , выбранные для ϕ -метра ДУ самолета Ан-140, обеспечивают практически полное его соответствие предъявляемым к нему требованиям.

Испытания ДУ самолета Ан-140 в аэродинамической трубе ЦАГИ, летные испытания и эксплуатация самолета Ан-140 показали высокую точность и надежность работы ϕ -метра, чем подтвердили правильность принятых при его создании конструктивных решений. На конструкцию ϕ -метра для ДУ самолета Ан-140 получен патент Российской Федерации Ru 2129075 C1 «Реверсивный воздушный винт».

Использование ϕ -метра ДУ самолета Ан-140 в ДУ других летательных аппаратов, а также наземных транспортных средств

Использование ϕ -метра ДУ самолета Ан-140 в ДУ с ТВД, создаваемыми на базе вертолетных газотурбинных двигателей Agriel 1С и ТВД-400, в трансмиссиях которых планируется применение соосных редукторов, а также при модернизации существующих ДУ с ТВД, имеющими соосные редукторы (РТ6, М601, ТВД-10Б, ТРФ351-20) позволит применить в них современные высокоэффективные ВВ и САУ, и, следовательно, существенно улучшить показатели этих ДУ.

ϕ -метр ДУ самолета Ан-140 может быть использован и в конструкции двухконтурных турбореактив-

ных двигателей с большой степенью двухконтурности, имеющих вентилятор с поворотными рабочими лопатками, приводимый через соосный редуктор (подобных ДТРД М.45-SD-02 или Astafan).

Возможно также применение ϕ -метра ДУ самолета Ан-140 в ДУ некоторых типов винтокрылов и судов на воздушной подушке, в которых β -управление используется для обеспечения заданного распределения мощности от одного двигателя (или группы двигателей, связанных трансмиссией) между ВВ, создающими горизонтальную тягу, и несущими винтами (у винтокрылов) или подъемными вентиляторами (у судов на воздушной подушке).

Литература

1. Конструкция авиационного турбовинтового двигателя ТВ3-117ВМА-СБМ1 / Издательский комплекс ОАО «Мотор Сич».- Запорожье: ОАО «Мотор Сич», 2002.- 353 с.
2. Иностранные авиационные двигатели: Справ. Пособие.- М.: ЦИАМ, 1975.- 280 с.
3. Jane's all the world's aircraft 1994-95.
4. Тищенко М.Н., Некрасов А.В., Радин А.С. Вертолеты. Выбор параметров при проектировании.- М.: Машиностроение, 1976.- 368 с.
5. Коулз. Применение морских газовых турбин в десантных судах на воздушной подушке AALC JEFF(B) // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер. Энергетические машины и установки.- 1980.- №4.- С. 132-137.

Поступила в редакцию 22.05.03

Рецензенты: зам. Главного технолога В.В. Сироткин, ОАО «Мотор Сич», г. Запорожье; Главный конструктор О.Г. Захаров, СНПП «Юпитер», г. Запорожье.

ДИНАМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СООСНОГО ВИНТОВЕНТИЛЯТОРА НА РЕЖИМАХ РЕВЕРСА ТЯГИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ И КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ

Г.Г. Куликов, д-р техн. наук, В.Ю. Арьков, д-р техн. наук, О.Д. Лянцев, канд. техн. наук,

В.С. Фатилов, канд. техн. наук,

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа,

В.И. Хилько, канд. техн. наук, НПП «Аэросила», г. Ступино, Россия,

В.П. Ищук, Авиационный научно-технический комплекс им. О.К. Антонова, г. Киев, Украина

Одной из важных эксплуатационных характеристик современных турбовинтовентиляторных двигателей (ТВВД) самолетов транспортной авиации является возможность обеспечения короткого пробега после посадки путем реверсирования тяги винтовентиляторов. На мощных ТВВД применяются, в основном, соосные винтовентиляторы (ВВ) с приводом от свободной турбины через дифференциальный редуктор, так как они имеют больший К.П.Д. и лучшие массо-габаритные характеристики, чем одиночный винт, при отсутствии реактивного и гироскопического моментов. Как известно [1], реверс тяги одиночных и соосных ВВ производится путем перевода лопастей на отрицательные углы до механического упора либо через нулевое, либо через флюгерное положение в зависимости от конструктивного исполнения ВВ, после чего потребная отрицательная тяга обеспечивается увеличением мощности турбины ВВ.

При первом способе обеспечивается существенно меньший диапазон углов установки, что проще конструктивно, но при этом требуется обеспечить безопасное для ВВ и его турбины прохождение лопасти через положение «нулевого» потребления мощности (угол установки лопасти $\varphi = 0$) без превышения заброса частот вращения ВВ и его турбины выше допустимых значений. В этом случае приходится скорость перевода лопастей делать очень большой и в момент перевода уменьшать мощность двигателя.

Во втором способе (при переводе лопастей через флюгерное положение) такого процесса не происходит, но он сложнее в конструктивном выполнении

ВВ, так как требует существенно большего диапазона изменения углов установки лопасти. Возможен также третий способ, когда переводу в реверсное положение подвергается только один из рядов ВВ

Способ реверса ВВ определяется конструкцией ВВ на стадии его проектирования. Будем рассматривать первый способ как наиболее распространенный.

Так как максимальные угол и скорость сервопривода лопастей определяются на стадии его проектирования, как правило, только из конструктивных соображений, то получение требуемых характеристик реверса на выполненном ВВ возлагается на алгоритмические решения системы управления. При этом, как показывает опыт, для получения максимального значения отрицательной тяги при заданных ограничениях на угол и скорость перекаладки, система управления соосным ВВ на режимах реверса должна обеспечить выполнение следующих функций:

- прохождение режима «нулевого» потребления мощности с максимальной скоростью;
- поддержание заданных значений частот вращения в пределах допустимых;
- поддержание положения лопастей обоих или одного винта на реверсном упоре (или вблизи его в зависимости от выбора способа управления и управляющих воздействий);
- согласование (выравнивание) частот вращения переднего и заднего ВВ.

В процессах выбора требуемых характеристик сервопривода, синтеза и анализа алгоритмов управления ВВ на режимах реверса необходим инструмента-

рий качественного и количественного анализа траекторий движения рабочих точек ВВ относительно заданных ограничений. Такой формой анализа и представления результатов исследований может служить «динамическая характеристика» винтовентилятора (соосного и одиночного) по аналогии с динамической характеристикой ГТД [5].

Рассмотрим метод построения динамической характеристики на примере моделирования винтовой части ТВВД. Соосный винтовентилятор (рис. 1.) представляет собой материальную систему, имеющую в своем составе дифференциальный редуктор с двумя степенями свободы.

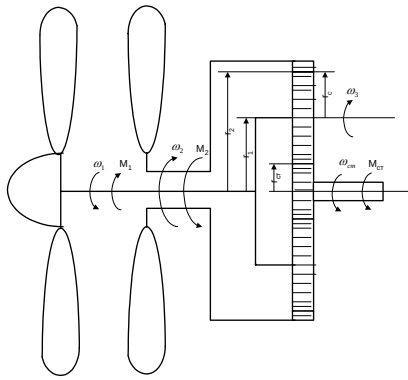


Рис. 1. Схема соосного винтовентилятора

Динамика данной системы может быть описана следующими уравнениями [2]:

$$\begin{aligned}\dot{\omega}_{cm} &= \dot{\omega}_1 i_1 + \dot{\omega}_2 i_2; \\ I_1 \dot{\omega}_1 &= (M_{cm} - I_{cm} \dot{\omega}_{cm}) i_1 - M_1; \\ I_2 \dot{\omega}_2 &= (M_{cm} - I_{cm} \dot{\omega}_{cm}) i_2 - M_2;\end{aligned}\quad (1)$$

В результате решения системы (1), считая известными моменты переднего и заднего винтов и свободной турбины M_1, M_2, M_{ct} , получим ускорения частот вращения переднего и заднего ВВ, а также свободной турбины:

$$\begin{aligned}\dot{n}_1 &= K_{10} M_{cm} - K_{11} M_1 + K_{12} M_2; \\ \dot{n}_2 &= K_{20} M_{cm} + K_{21} M_1 - K_{22} M_2; \\ \dot{n}_{cm} &= \dot{n}_1 i_1 + \dot{n}_2 i_2;\end{aligned}\quad (2)$$

где

$$\begin{aligned}K_{10} &= I_2 i_1 / m; K_{11} = (I_2 + I_{cm} i_2^2) / m; \\ K_{12} &= I_{cm} i_1 i_2 / m; K_{21} = K_{12}; K_{20} = I_1 i_2 / m; K_{22} = (I_1 + I_{cm} i_1^2) / m; \\ m &= 2\pi(I_1 I_2 + I_{cm} I_2 i_1^2 + I_1 I_{cm} i_2^2);\end{aligned}$$

I_{ct} – суммарный момент инерции свободной турбины и колеса СТ;

I_1 – суммарный момент инерции переднего винта с приводом – водилом 1 и сателлитами 3;

I_2 – суммарный момент инерции заднего винта с приводом-колесом 2;

$$i_1 = 1 + \frac{r_2}{r_{cm}}; \text{ - передаточное отношение редуктора}$$

по цепи «свободная турбина – винт передний»;

$$i_2 = \frac{r_2}{r_{cm}} \text{ - передаточное отношение редуктора по}$$

цепи «свободная турбина – винт задний»

$$\omega = 2\pi n; \dot{\omega} = 2\pi \dot{n} \text{ угловые скорости и ускорения.}$$

Для статических режимов ВВ:

$$\begin{aligned}n_{cm} &= n_1 i_1 + n_2 i_2; \\ M_{cm} i_1 - M_1 &= 0; \\ M_{cm} i_2 - M_2 &= 0;\end{aligned}\quad (3)$$

При постоянной мощности свободной турбины

$$N_{cm} = M_{cm} n_{cm} / 716.2 = const;$$

учитывая, что

$$M_1 = \rho \beta_1(\varphi_1, \frac{V_n}{n_1 D}) n_1^2 D^5 \quad M_2 = \rho \beta_2(\varphi_2, \frac{V_n}{n_2 D}) n_2^2 D^5$$

уравнения статики можно записать в следующем виде

$$\rho \beta_1(\varphi_1, \frac{V_n}{n_1 D}) n_1^3 (1 + \frac{n_2 i_2}{n_1 i_1}) D^5 = const; \quad (4)$$

$$\rho \beta_2(\varphi_2, \frac{V_n}{n_2 D}) n_2^3 (1 + \frac{n_1 i_1}{n_2 i_2}) D^5 = const; \quad (5)$$

Из выражений (4), (5) следует, что, задавая постоянные значения мощности на турбине ВВ и скорости самолета, можно получить семейство линий установившихся режимов переднего и заднего винтовентиляторов во всей области значений углов и частот вращения. Их можно представить графически в координатах: частота вращения (абсцисса) и угол установки лопасти (ордината) (рис. 2). Линии установившихся режимов рассчитываются с фиксированными углами лопастей обоих винтов в пределах значений «разношаговости» $\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$, располагаемых аэродинамических характеристик винтов.

По аналогии с динамической характеристикой ГТД [4] с использованием уравнений (2), (4), (5) можно построить «динамическую характеристику» соосного ВВ. Она строится отдельно для переднего и заднего ВВ (возможно совмещение) и может быть получена расчетным и экспериментальным путем (при наличии в конструкции ВВ датчиков угла лопасти), так как в ней используются только измеряемые параметры. На ней наносятся кроме сетки линий равных значений суммарной мощности и тяги ВВ, а также сетки кривых равных значений ускорений переднего и заднего ВВ. Последние рассчитываются по уравнениям 2 при задании одинаковых отклонений от установившегося режима при $\varphi_1 = \varphi_2$ для всего требуемого диапазона установившихся режимов по углу установки лопасти, включая режим реверса.

Кроме того, на динамическую характеристику ВВ целесообразно нанести также линию минимальной мощности турбины винтовентилятора в данных условиях (например, при сбросе расхода топлива до минимального значения). Очевидно, что в каждой точке указанной плоскости параметров определяется значение любого из участвующих параметров ВВ. На динамической характеристике соосного ВВ строятся линии ограничений по минимальным и максимальным значениям частот вращения, углов установки, мощности турбины винта (возможно нанесение нескольких промежуточных значений) для условий посадки. В отличие от традиционного представления характеристик реверсных винтов [1] в виде сетки зависимостей коэффициентов мощности и тяги ВВ от относительной поступи, динамическая характеристика ВВ более наглядна, кроме того, она использует непосредственно измеряемые параметры и может быть легко идентифицирована.

«Статическая часть» ДХ позволяет для разных условий посадки по режиму работы двигателя и скорости полета выполнить анализ располагаемых возможностей двигательной установки с использованием реверса тяги ВВ.

На рис. 2 представлена динамическая характеристика одного из соосных ВВ (передний ВВ) при отно-

сительной мощности на свободной турбине $N_{cm}/N_{cm\ max} = const$ с нанесенными линиями равных значений ускорений, отрицательной тяги (на режиме реверса) и ограничения по минимальной мощности турбины винта для скорости перед включением реверса (в точке касания) 150 км/ч..

В зоне малых положительных и отрицательных значений углов установки лопастей $\varphi = (+3^\circ \dots +4^\circ) \dots (-4^\circ \dots -5^\circ)$ переднего ВВ и заднего ВВ могут быть только динамические режимы, здесь ВВ как объект управления статически неустойчив. Наиболее эффективным средством безопасного прохождения этой зоны при включении реверса является увеличение скорости перекладки лопастей до момента входа в область установившихся режимов; ее величина может быть определена по динамической характеристике еще на стадии проектирования сервопривода.

Область установившихся режимов реверса показана на рис. 3 пунктиром. Она ограничивается справа - максимальной частотой вращения ВВ, сверху и слева - нижней границей зоны статической неустойчивости, снизу - максимальным значением отрицательных углов. На рис. 3 приведены траектории движения рабочих точек переднего и заднего винтов при включении реверса с режима, определяемого промежуточными упорами лопастей (т. 1 для переднего и т. 2 для заднего ВВ) с разными скоростями (5 и 10 град/с) перекладки.

Из рис. 3 видно, что при меньшем из значений скорости траектории движения переднего и заднего ВВ не попадают в область статических режимов реверса и не могут быть стабилизированы системой управления, а при скорости 10 град/с режимы реверса траектории входят в указанную область, что обеспечивает возможность как стабилизации, так и согласования частот вращения переднего и заднего ВВ. На участках от точки а для переднего и б для заднего ВВ рабочие точки (без воздействия системы управления) перемещаются по направлениям, указанным на рис.3 стрелками, каждая к своему статическому режиму (т.с для переднего и т. d для заднего ВВ).

При последующем уменьшении скорости самолета (до нулевой) в обратном направлении к т. f для переднего и т. е для заднего ВВ. Таким образом, представление процессов на динамической характеристике ВВ позволяет динамической рассмотрению процессов система управления шагом ВВ будет иметь возможность согласования и обеспечения равенства частот вращения ВВ только при условии попадания траекторий движения рабочих точек ВВ в отмеченную пунктиром область на рис. 3.

Кроме того, из рассмотрения взаимного расположения линий установившихся режимов переднего и заднего ВВ на динамической характеристике можно определить диапазон одинаковых частот для обоих винтов. Он определяется величиной взаимного перекрытия статических линий переднего и заднего ВВ, соответствующих данной скорости самолета. При нулевой скорости движения самолета этот диапазон

значителен и составит в нашем случае от т. f до максимально допустимого значения, то есть около 140 об/мин. При скорости 150 км/ч он равен нулю, а при падении скорости в процессе торможения самолета увеличивается.

Таким образом, динамическая характеристика является средством наглядного представления свойств винтовентилятора (одиночного и соосного) как объекта управления и может использоваться при проектировании и доводке систем управления винтовентилятором ВВ на режимах реверса.

Таким образом, в работе предложен способ построения динамической характеристики соосного винтовентилятора на основе обобщения современных методов упрощенного моделирования динамических свойств газотурбинного двигателя как объекта управления.

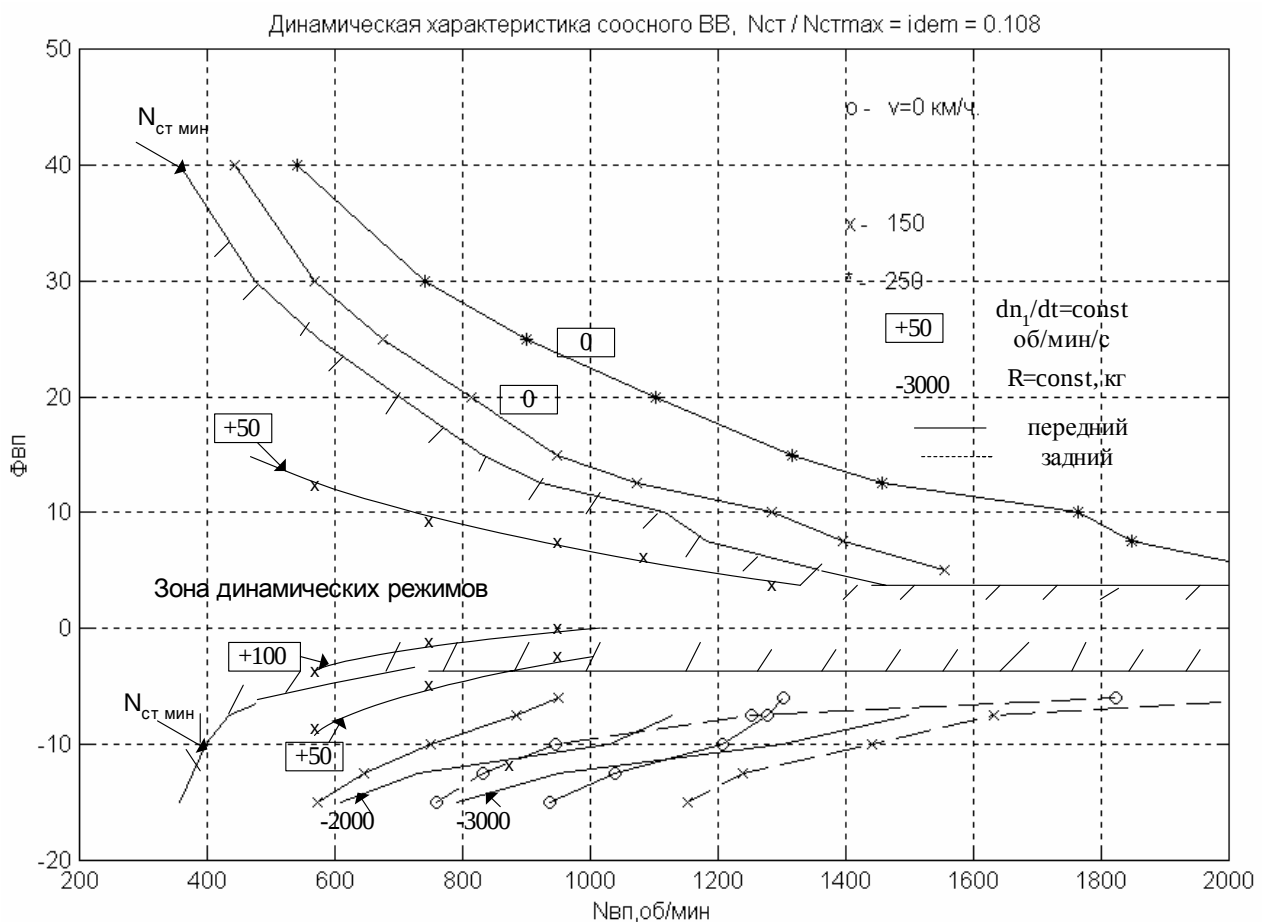


Рис. 2. Динамическая характеристика соосного винтовентилятора на режимах посадки

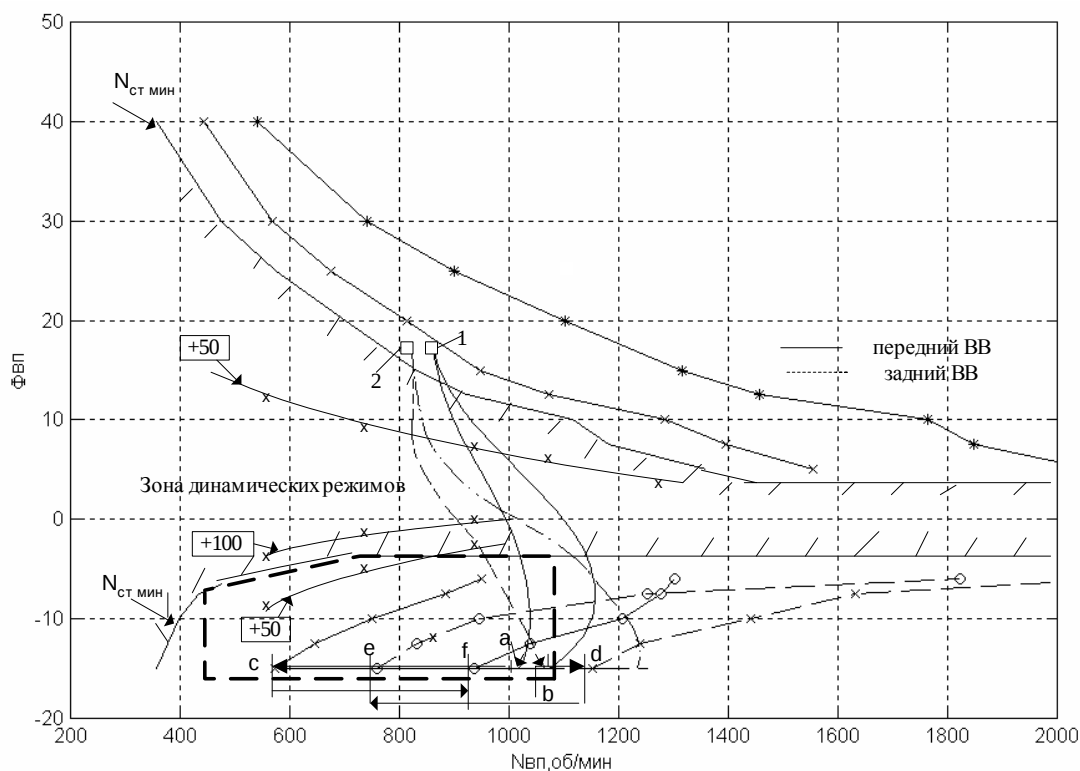


Рис. 3. Траектории движения рабочих точек соосного ВВ на режиме реверса

Предлагаемая динамическая характеристика винтовентилятора охватывает все основные режимы работы силовой установки (прямая и обратная тяга). Модель включает статические и динамические режимы работы объекта, что позволяет исследовать характеристики винта, сервопривода и регулятора, а также анализировать результаты имитационного моделирования.

Такие графические модели позволяют оперативно проводить синтез и анализ систем автоматического управления, а также систем контроля состояния и диагностики отказов.

Работа поддержана грантом Европейской Комиссии INTAS-2000-757.

Литература

1. Казанджан П.К., Кузнецов А.В. Турбовинтовые двигатели (рабочий процесс и характеристики). М.: Воениздат, 1961.- 170 с.
2. Дедеш В.Т. Динамика регулирования числа оборотов ТВД с дифференциальным редуктором и

раздельными регуляторами оборотов без акселерометров.- Жуковский: ЛИИ, 1957.- Вып 76. (Тр. ЛИИ).

3. Куликов Г.Г. Принципы построения цифровых систем управления ГТД. Математические модели, используемые в САПР двигателей и двигательной автоматики. В кн.: Черкасов Б.А. Автоматика и регулирование воздушно-реактивных двигателей.- М.: Машиностроение, 1988.- С. 285-307, 323-343.

4. Куликов Г.Г. Динамические модели авиационных газотурбинных двигателей для создания и эксплуатации систем управления // Вестник УГАТУ.- 2000.- № 2.- С. 157-165.

Поступила в редакцию 27.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Б.И. Кузнецов, Украинская инженерно-педагогическая академия, г. Харьков; канд. техн. наук, доц. С.И. Суховой, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

АДАПТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЕМ ДОЗИРУЮЩЕГО ЭЛЕМЕНТА НАСОСА-ДОЗАТОРА С ПРИВОДОМ ОТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ ИЗМЕНЕНИЯ МОДУЛЯ СУХОГО ТРЕНИЯ

Е.В. Павлюк, канд. техн. наук, Харьковское агрегатное конструкторское бюро, г. Харьков, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Использование в насосах-дозаторах дозирующих элементов на основе плоского золотника с непосредственным приводом от электро-механического преобразователя (ЭМП) является перспективным направлением развития топливотрегулирующей аппаратуры ГТД. Плоские золотники обладают повышенной грязестойкостью, а прямой привод от ЭМП позволяет исключить использование традиционных преобразователей типа сопло-заслонка, включающих в свой состав набор дроссельных пакетов и предъявляющих высокие требования к чистоте топлива. Вместе с тем управление такими элементами требует решения ряда сложных проблем, и в первую очередь – управление положением в условиях большой нечувствительности, вызванной сухим трением в золотнике, а также нестационарный характер трения.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Для повышения чувствительности исполнительных элементов в условиях действия сухого трения применяется широтно-импульсная модуляция (ШИМ) сигнала управления [1]. В рассматриваемом случае модуль сухого трения составляет до 20% максимального крутящего момента ЭМП, что вызвано необходимостью замораживания текущего положения дозирующего элемента при отказе электронной системы управления. При таком большом трении точность регулирования снижается даже при ШИМ управлении [2], что связано с конечным временем нарастания тока в обмотке управления. Для повышения точности регулирования необходима вибрационная линеаризация сухого трения, введение которой возможно путем организации высокочастотных автоколебаний за счет настройки закона управления или аддитивной осциллирующей составляющей как аппаратной, так и про-

граммной. Однако в условиях возможного изменения сухого трения в широких пределах при изменении уровня вибраций двигателя и износе золотника не удастся выбрать единый уровень осциллирующей составляющей, обеспечивающий ее стабильность при приемлемом размахе осцилляций. Тем самым выдвигается задача разработки адаптивного алгоритма управления, обеспечивающего непрерывное оценивание сухого трения и подстройку структуры и параметров закона управления при изменении трения.

Цель исследований. Целью исследований являлся анализ возможности построения адаптивного алгоритма управления дозирующим элементом, обеспечивающего достаточное качество управления в широком диапазоне изменения модуля сухого трения.

Результаты исследований. Разработка адаптивного алгоритма управления проводилась на основе анализа динамических характеристик дозатора во временной области методом математического моделирования. Математическая модель ЭМП может быть представлена системой уравнений:

$$\begin{aligned} J \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + k_v \frac{d\alpha}{dt} + M_{тр} \operatorname{sign} \left(\frac{d\alpha}{dt} \right) &= K_i \cdot i, \\ L \frac{di}{dt} + k_w \frac{d\alpha}{dt} + R i &= u, \end{aligned} \quad (1)$$

где α – угол поворота ротора,

u, i – напряжение и ток управления,

J – момент инерции ротора,

k_v, k_i, k_w – коэффициенты вязкого трения, крутящего момента и противо-ЭДС,

$M_{тр}$ – модуль момента сухого трения,

L, R – индуктивность и сопротивление обмотки управления.

Уравнение замыкания системы – пропорционально-дифференциальный закон управления с аддитивной осциллирующей составляющей:

$$i_0 = k_{\Pi} (\alpha_0 - \alpha_{\text{из}}) - k_{\text{д}} \frac{\Delta \alpha_{\text{из}}}{T} + (-1)^k i_A, \quad (2)$$

где i_0 – расчетный ток управления,

$\alpha_0, \alpha_{\text{из}}$ – заданное и измеренное (с учетом запаздывания на период квантования и шумов в канале измерения) значения угла,

$\Delta \alpha_{\text{из}}$ – приращение угла за последний период квантования по времени,

T – величина периода квантования по времени,

$k_{\Pi}, k_{\text{д}}$ – коэффициенты при пропорциональной и дифференциальной составляющих закона управления,

k – номер текущего периода квантования по времени,

i_A – ток осциллирующей составляющей.

При таком (программном) способе формирования аддитивной осциллирующей составляющей ее частота равна половине тактовой частоты регулирования.

Переход от расчетного тока управления к длительности импульса при ШИМ-сигнале управления выглядит следующим образом:

$$\tau_0 = i_0 / i_{\text{max}} T, \quad (3)$$

где τ_0 – расчетная длительность импульса,

i_{max} – максимальный ток управления,

T – период импульсов (принимается равным периоду квантования по времени).

Напряжение на обмотке управления:

$$U = \begin{cases} U_0 \text{sign}(i_0), & \tau \leq \tau_0, \\ 0, & \tau > \tau_0, \end{cases} \quad (4)$$

где U_0 – величина опорного напряжения ШИМ-сигнала управления,

τ – время от начала текущего периода ШИМ-сигнала.

На рис. 1 приведены переходные процессы отработки ступенчатого задающего воздействия при разных величинах модуля сухого трения и тока аддитивной осциллирующей составляющей. Параметры закона управления (3) во всех случаях были одинаковыми. Как следует из рисунка, каждому значению сухого трения соответствует свое оптимальное значение тока осцилляции. При этом за счет его подстройки под величину сухого трения можно обеспечить приемле-

мое качество переходных процессов в широком диапазоне изменения модуля сухого трения.

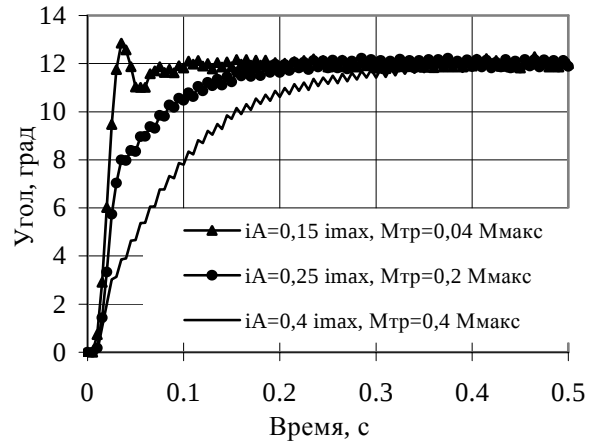


Рис. 1. Переходные процессы по отработке ступенчатого входного воздействия

Алгоритм оценивания сухого трения может быть основан на его идентификации по математической модели (1) – (2). Однако вычислительная процедура такого оценивания является достаточно громоздкой для ее реализации в реальном масштабе времени при малой величине периода квантования. Более эффективным является выделение косвенных признаков, численные значения которых связаны с величиной сухого трения. Одним из таких возможных признаков является размах осцилляции дозирующего элемента на частоте аддитивной осциллирующей составляющей, для выделения которого можно воспользоваться простым алгоритмом:

$$A_i = (T |\alpha_k - \alpha_{k-1}| + T_f A_{i-1}) / (T + T_f), \quad (5)$$

где A_k, A_{k-1} – осредненный размах осцилляции на текущем и предыдущем шагах,

T_f – постоянная времени фильтра.

Для обеспечения инвариантности выделенного признака к изменению задающей амплитуды осцилляции целесообразно использовать его нормированное значение:

$$A'_i = A_i / i_A. \quad (6)$$

На рис. 2 приведена зависимость значений признака (6) от модуля сухого трения при различных уровнях шума в измерительном канале угла положения и различном характере входного воздействия (постоян-

ном и периодическом). Величина задающей амплитуды осцилляции подбиралась такой, чтобы обеспечить примерно одинаковое значение размаха осцилляции дозирующего элемента. Как следует из рисунка, меньшим значениям модуля сухого трения соответствуют большие значения признака (6). Расслоение зависимости признака (6) от модуля сухого трения при различных уровнях шумов и входных воздействиях при примерно одном и том же размахе осцилляции сравнительно невелико, что говорит о возможности построения на его основе системы распознавания модуля сухого трения и адаптации к нему структуры и параметров закона управления.

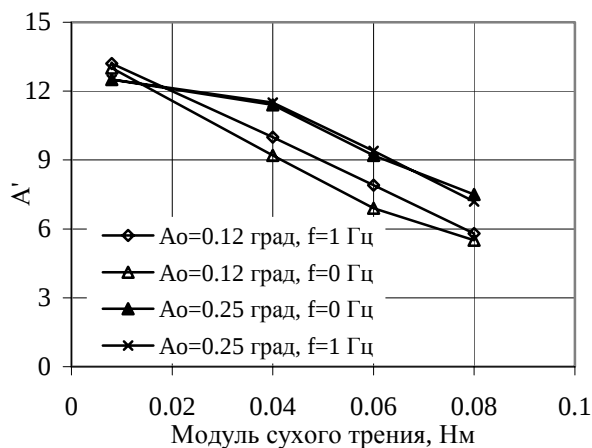


Рис. 2. Связь значений признака сухого трения с модулем сухого трения при различных средних размахах осцилляций A_0 и различной частоте входного воздействия f

Вместе с тем рис. 1 показывает, что адаптация закона управления к модулю сухого трения может быть построена непосредственно на основе регулирования размаха осцилляции дозирующего элемента, поскольку приемлемому качеству переходных процессов соответствует примерно постоянный размах осцилляций. Действительно, в связи с тем, что полоса пропускания основного контура управления существенно ниже тактовой частоты, возможна организация дополнительного контура в том же канале управления путем введения в закон управления (2) регулируемой аддитивной осциллирующей составляющей тока:

$$i_A = k_1 (A_0 - A_k) + k_2 \Sigma (A_0 - A_k) T, \quad (7)$$

где A_0 – заданный размах осцилляции,

k_1, k_2 – коэффициенты при пропорциональной и

интегральной составляющих ПИ-регулятора размаха осцилляции.

Задача определения коэффициентов k_1 и k_2 сводится к задаче синтеза цифровой САУ на всем множестве изменений параметров сухого трения. В данном случае эта задача решалась также на основе анализа динамических характеристик во временной области. На рис. 3 и 4 приведены переходные процессы в адаптивной САУ положением дозирующего элемента с регулируемым размахом осциллирующей составляющей. При этом моделировалось скачкообразное изменение модуля сухого трения в десятикратном диапазоне от $0,04 M_{\text{макс}}$ до $0,4 M_{\text{макс}}$. Как следует из рисунков, даже при величине модуля сухого трения 40% от максимального крутящего момента ЭМП динамические характеристики контура управления положением дозирующего элемента вполне удовлетворяют требованиям верхних контуров управления ГТД. При амплитуде входного воздействия 25% хода дозирующего элемента на частоте 1 Гц сдвиг по фазе не превышает 10° .

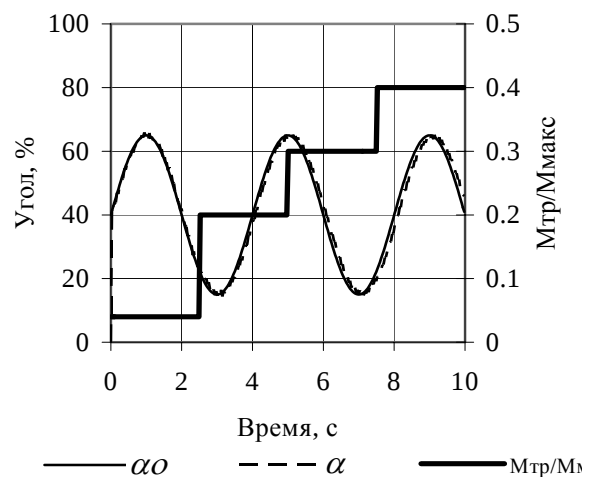


Рис. 3. Отработка входного воздействия частотой 0,25 Гц в условиях изменения модуля сухого трения

На рис. 5 показано изменение аддитивной токовой составляющей в процессе регулирования размаха осцилляций при отработке входного воздействия частотой 0,5 Гц и амплитудой 25% при скачкообразном изменении модуля сухого трения. Как следует из рисунка, переходные процессы регулирования размаха осцилляций являются устойчивыми при длительности

не более 0,3 с. При увеличении модуля сухого трения в 10 раз величина аддитивной токовой составляющей увеличивается примерно в 1,7 раза для сохранения заданного размаха осцилляций.

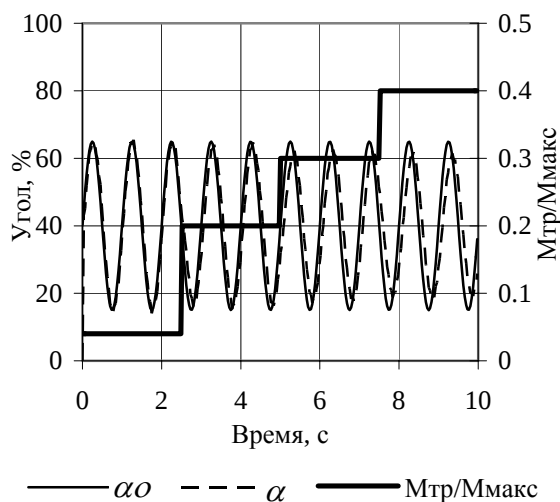


Рис. 4. Отработка входного воздействия частотой 1 Гц в условиях изменения модуля сухого трения

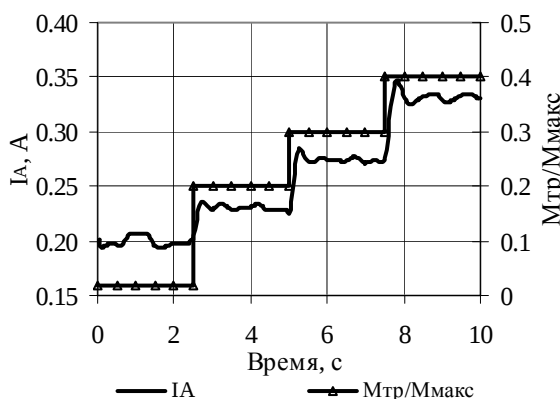


Рис. 5. Переходные процессы в контуре регулирования размаха осцилляций при изменении модуля сухого трения

Направления дальнейших исследований. Наряду с полученным решением по организации адаптивного управления положением дозирующего элемента за счет регулирования размаха осцилляций целесообразно также рассмотреть возможность построения адаптивной релейной автоколебательной системы с поддержанием постоянной амплитуды автоколебаний [3]. При этом для выделения размаха автоколебаний также может быть использован алгоритм (5).

Возможным ограничением принятого направления адаптации управления к изменению сухого трения за

счет поддержания заданного размаха осцилляций дозирующего элемента является дополнительное знакопеременное нагружение топливной системы за счет высокочастотной пульсации давления топлива. Хотя амплитуда пульсации давления и невелика, следует также рассмотреть возможность построения адаптивной системы с переменной структурой, обеспечивающей такое же непрерывное перемещение дозирующего элемента вблизи заданного положения, но с существенно меньшей частотой.

Выводы. Получен способ адаптивного управления положением дозирующего элемента, позволяющий обеспечить достаточное качество процессов управления в широком диапазоне изменения модуля сухого трения за счет введения в основной канал управления дополнительного контура регулирования размаха осцилляций. В качестве дополнительного регулирующего фактора использована величина аддитивной осциллирующей токовой составляющей в основном законе управления.

Литература

1. Попов Е.П. Теория нелинейных систем автоматического регулирования и управления. – М.: Наука. – 1979. – 255 с.
2. Цифровое регулирование расхода топлива в системе с существенной нелинейностью типа “сухое трение” / В.И. Колесников, В.А. Седристый, Г.С. Ранченко, Н.Л. Голубев, Д.И. Волков, Е.В. Павлюк //Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр. – Харьков: ХАИ, 2002. – Вып. 30 Двигатели и энергоустановки. – С. 191-194.
3. Теория автоматического управления. Ч.П. Теория нелинейных и специальных систем автоматического управления / Под ред. А.А. Воронова. – М.: Высш. шк., 1986. – 504 с.

Поступила в редакцию 10.07.03

Рецензенты: канд. техн. наук, нач. расчетно-перспективного отдела Н.В. Горбатьук, ГП ХКБД, г. Харьков; д-р техн. наук, проф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», г. Харьков.

ОСОБЕННОСТИ ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ В САУ РАСХОДОМ ТОПЛИВА АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ И АНАЛИЗ РЕЖИМОВ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ

Г.С. Ранченко, канд. техн. наук,

В.Ф. Миргород, канд. техн. наук,

КБ «Элемент», г. Одесса, Украина

Общая постановка. Основным способом решения задач управления в авиационном двигателестроении является в настоящее время реализация сложных и высокоэффективных компьютерно-интегрированных информационно-измерительных и управляющих систем.

Таким примером может служить система автоматического управления расходом топлива (САУРТ), предназначенная для обеспечения заданных параметров расхода топлива на форсунки авиационного двигателя в различных режимах. Решение указанной задачи обеспечивает разработанный в КБ «Элемент» регулятор двигателя цифровой (РДЦ-450), осуществляющий в реальном времени позиционирование рабочего органа насоса-дозатора (НД) с помощью цифрового регулирования тока в обмотках управления электромагнитного исполнительного механизма НД.

Наиболее существенными проблемами, возникшими при создании РДЦ-450, были проблемы корректного описания свойств объекта управления – НД, представляющего собой сложный электромагнитный исполнительный механизм (ИМ) с существенно нелинейными характеристиками, причем повторяемость этих характеристик в настоящее время еще не обеспечена.

Обзор публикаций. Специфические отличия задачи регулирования расходом топлива на системном уровне заключаются в нелинейности объекта НД в связи с влиянием момента трения, составляющего значительную (для НД-450 до 20 %) часть рабочего диапазона.

Задача регулирования положением исполнительного механизма в условиях неблагоприятного влия-

ния нелинейной функции момента трения является одной из классических в теории автоматического управления и ее рассмотрению посвящено большое число публикаций, обзор которых выполнен в [1].

Математические модели ИМ с учетом момента трения предложены в различном виде [2 - 4], однако сложность контактных явлений не позволяет рекомендовать какую-либо из известных моделей в качестве универсальной. В работах [4 - 6] предлагается наряду с классическим кулоновским сухим трением движения учитывать также момент трения покоя, однако ситуация, характерная, как это условлено в [5, 6], для НД, для которого момент трения покоя превышает момент трения движения, в известной литературе освещена слабо. Предполагается, что для совершенных САУ момент трения покоя в ИМ должен быть сведен к минимуму конструктивными решениями, однако для НД-450 эта задача еще не решена.

Следует отметить также работу [7], в которой рассмотрены весьма специфичные режимы в САУ, применяемых в авиации, возникающие при учете разрывной функции момента трения.

Таким образом, проблема построения адекватной математической модели ИМ с учетом момента трения в настоящее время еще не в полной мере разрешена.

Цель исследований. Целью исследований является анализ особенностей объекта в САУРТ и качественное исследование режимов ее функционирования с учетом влияния момента трения, в сопоставлении с результатами экспериментальных измерений.

Результаты исследования. Исходная математическая модель НД-450 с учетом динамики входной цепи ИМ представлена следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} I \frac{d\omega}{dt} + \kappa_v \omega + M_{\text{тр}} \text{Sign}(\omega) &= \kappa_i i, \\ L \frac{di}{dt} + Ri + c_e \omega &= u = j \cdot R, \\ \frac{d\alpha}{dt} &= \omega; G = G_0 + c\alpha, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где I – момент трения;

κ_v – коэффициент вязкого трения;

$M_{\text{кр}}$ – момент сухого трения;

κ_i – коэффициент крутящего момента;

α – угол поворота дозирующего элемента;

G – расход топлива; c – коэффициент расхода;

L, R – индуктивность и сопротивление обмотки;

c_e – коэффициент обратной ЭДС;

i – ток в обмотке;

j – ток управления РДЦ-450.

Математической модели (1) соответствует структурная схема объекта, изображенная на рис. 1. На рисунке обозначены

$$W_1(p) = \kappa_i / (Lp/R + 1) = \kappa_i / (\tau_1 p + 1);$$

$$W_2(p) = \kappa_v^{-1} / (Ip/\kappa_v + 1) = \kappa_v^{-1} (\tau_2 p + 1);$$

$$W_3(p) = 1/p; W(p) = c_e/R; W_5(p) = c;$$

F – нелинейная функция момента трения, принятая в (1):

$$F = M_{\text{тр}} \text{Sign}(\omega).$$

Поиск стационарных точек системы (1) при $j=0$ приводит к очевидному и парадоксальному результату – математическая модель НД в виде (1) таковых точек не имеет.

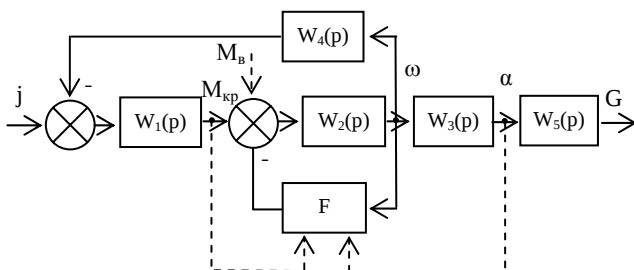


Рис. 1. Структурная схема объекта

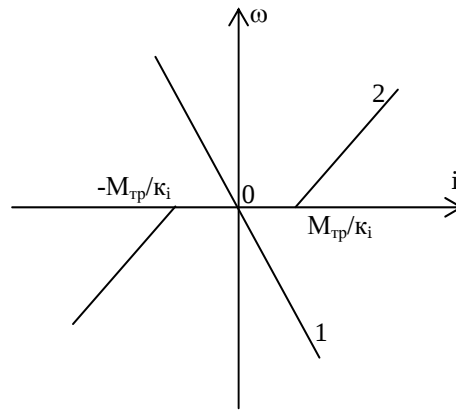


Рис. 2. Диаграмма стационарного состояния

$$1: \omega = -\frac{R}{C_e} i,$$

$$2: \omega = \frac{\kappa_i}{\kappa_v} i - \frac{M_{\text{тр}}}{\kappa_v} \text{Sign}(\omega).$$

Действительно, диаграмма стационарного состояния (1), приведенная на рис. 2, показывает, что такой точкой может быть точка в положении равновесия, однако при $\omega=0$ функция момента трения в ноль не обращается, если только не предположить, что объект имеет также момент трения покоя.

Таким образом, из анализа диаграммы стационарного состояния следует, что при заданной модели объекта в виде (1) «стационарное» состояние достигается только в режиме переключений, то есть в скользящем режиме [7].

Для детального анализа преобразуем систему (1) к одному уравнению

$$\begin{aligned} \tau_1 \tau_2 \frac{d^2 i}{dt^2} + (\tau_1 + \tau_2) \frac{di}{dt} + (c_e \kappa_i / R \kappa_v + 1) i &= \\ = \tau_1 \frac{dj}{dt} + j + \frac{c_e}{R \kappa_v} M_{\text{тр}} \text{Sign} S, \end{aligned} \quad (2)$$

где $S = j - i - \tau_2 \frac{di}{dt}$ – функция переключения.

Заметим, что общепринятый переход к дифференциальному уравнению относительно ω не является корректным, поскольку при таком переходе разрывная функция момента трения попадает под знак дифференциала.

Фазовый портрет невозмущенного движения, объекта, построенный на основании (2), представлен на рис. 3.

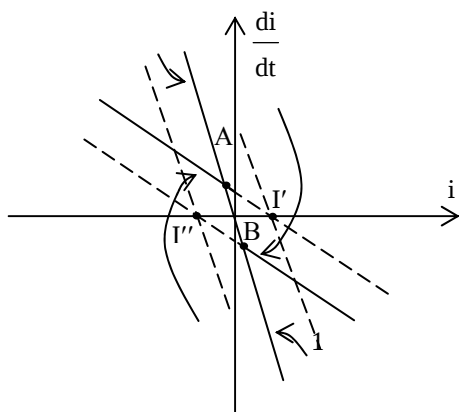


Рис. 3. Фазовый портрет невозмущенного движения объекта

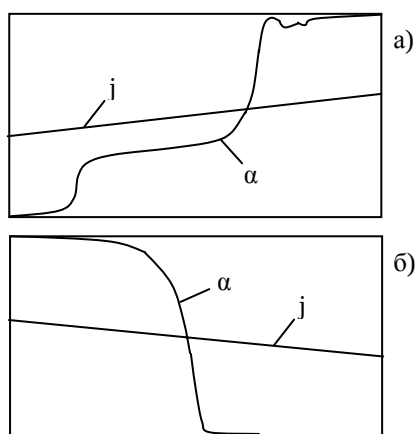


Рис. 4. Реализации экспериментальных измерений

Объект имеет два устойчивых фокуса в точках I' , I'' , разделенных линией переключения S , на участке AB которой реализуется скользящий режим. В скользящем режиме $\varpi = 0$, и нетрудно установить, что и $d\omega/dt = 0$, то есть выполняются условия залегания и скользящий режим устойчив. При медленном изменении тока управления, таком, что составляющей $\tau_1 dj/dt$ можно пренебречь, если только ток управления находится в пределах $j \in (I', I'')$, фазовый портрет перемещается вместе с током управления и по-прежнему $\varpi = 0$, то есть перемещения ИМ не происходит.

Таким образом, может быть объяснено возникновение зоны нечувствительности в ИМ с сухим трением. Если только ток управления превысит указанные пределы и будет оставаться постоянным, то согласно (1) и (2) реализуется один устойчивый фокус, отстающий от значения тока управления на I' либо I'' , в зависимости от знака тока управления, что эквивалентно $M_{кр} = k_i i \pm M_{тр}$. Движение объекта в скользящем режиме имеет малый запас устойчивости, поэтому согласно (2) весьма чувствительно к изменению направления тока управления. Если ток управления находится вблизи границ интервала (I', I'') и меняется его направление, скользящий режим срывается и возникает переходный процесс по фазовой траектории объекта до попадания в зону нового скользящего режима.

Таким образом, могут быть объяснены срывы движения в объекте с сухим трением и его внезапные остановки [2, 3]. При высоких темпах изменения тока управления, то есть при выполнении условия

$$\left| \tau_1 \frac{dj}{dt} \right| > \frac{c_e}{Rk_v} M_{тр},$$

скользящие режимы в объекте не возникают, поскольку функция переключения становится знакоопределенной.

Сопоставление результатов, следующих из модели (1), с экспериментальными измерениями с помощью созданного в КБ «Элемент» стенда позволили установить, что момент трения НД дополнительно зависит от угла поворота рабочего органа и изменяется в широких пределах, причем для различных экземпляров НД эти зависимости существенно отличаются.

Характерные реализации экспериментальных измерений приведены на рис. 4.

Указанная зависимость момента трения от угла, как и зависимость от направления управляющего тока, изображена на структурной схеме пунктиром.

Процессы в НД в рабочем состоянии (с топливом) сопровождаются влиянием возмущающего момента M_b , природа которого интерпретирована в [5, 6]. При этом происходит захват колебаний скользящего ре-

жима внешним осциллирующим возмущающим воздействием.

Таким образом, учет динамики входной цепи в модели (1) электромагнитного исполнительного механизма НД позволяет объяснить описанный в [5, 6] эффект разделения режимов движения в САУРТ и уточнить природу этих режимов. Практически неуправляемость объекта в скользящем режиме может быть исключена выбором законов изменения тока управления, не создающих условий для возникновения таких режимов.

Перспективы. Дальнейшие исследования целесообразно направить на уточнение нелинейных характеристик НД как объекта регулирования, поскольку именно наличие момента трения определяет предельно достижимую точность САУРТ.

Выводы. Математическая модель объекта управления в САУРТ содержит разрывную функцию момента трения, что допускает возможность существования скользящих режимов движения, которые хорошо интерпретируют известные внешне проявляемые эффекты влияния момента трения: зону нечувствительности, срывы движения и внезапные остановки в процессе позиционирования. Процессы регулирования в зонах скользящих режимов отличаются сложностью описания и трудностями при их математическом моделировании. Исполнительные механизмы САУРТ, например НД-450, имеют существенно нелинейные неидентичные характеристики по входу тока управления. Принципиальным решением задачи обеспечения управляемости объекта во всем рабочем диапазоне является использование управляющих сигналов с высокой интенсивностью их изменения, в частности импульсных законов регулирования. На этом принципе функционирует созданный регулятор НД типа РДЦ-450.

Литература

1. Нелепин Р.А. Точные аналитические методы в теории нелинейных автоматических систем.– Л.: Судостроение, 1967.– 446 с.
2. Попов Е.П. Автоматическое регулирование и управление.– М.: Физматгиз, 1962.– 388 с.
3. Попов Е.П. Прикладная теория процессов управления в нелинейных системах.– М.: Наука, 1973.– 584 с.
4. Зельченко В.А., Шаров С.Н. Расчет и проектирование автоматических систем с нелинейными динамическими звеньями.– Л.: Машиностроение, 1986.– 174 с.
5. Параметрическая и структурная идентификация объекта в контуре управления расходом топлива методами активного и пассивного эксперимента / В.И. Колесников, В.А. Седристый, Г.С. Ранченко, Н.Д. Голубев, Д.И. Волков // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.*– Харьков: ХАИ, 2002.– Вып. 31. Двигатели и энергоустановки.– С. 228-231.
6. Цифровое регулирование расхода топлива в системе с существенной нелинейностью типа «сухое трение» / В.И. Колесников, В.А. Седристый, Г.С. Ранченко, Н.Д. Голубев, Д.И. Волков // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.*– Харьков: ХАИ, 2002.– Вып. 30. Двигатели и энергоустановки.– С. 191-194.
7. Петров Б.Н., Емельянов С.В. Системы с переменной структурой и их применение в задачах автоматизации полета.– М.: Наука, 1968.– 324 с.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: ученый секретарь научно-технического совета Н.П. Волошина, КБ «Элемент», г. Одесса; канд. техн. наук, доц. С.А. Положаенко, ОНПУ, г. Одесса.

ФОРМИРОВАНИЕ СТРУКТУРЫ АППАРАТНОЙ ЧАСТИ УНИФИЦИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ И УПРАВЛЕНИЯ АВИАЦИОННЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

*В.П. Дробинов, Л.Д. Яцко, Л.Л. Яцко,
ОАО «НТК «Электронприлад», г. Киев, Украина*

В статье рассматриваются проблемы и комплексный подход к их решению, которые возникли при реализации электронной системы автоматического управления (САУ).

В настоящий момент разработчики и изготовители авиационных двигателей все чаще ставят перед разработчиками электронных САУ задачу построения надежных систем с полной ответственностью (типа FADEC).

При отказе такой САУ исключена возможность непосредственного управления двигателем. С целью резервирования в них используют два или более независимых каналов управления со своими источниками питания, преобразователями сигналов от датчиков, системой встроенного контроля, памятью и т.д. Применение САУ с полной ответственностью обеспечивает снижение затрат не только организациям - эксплуатантам двигателей, но и разработчикам газотурбинных двигателей (ГТД). Такие системы более простые и легкие, чем гидромеханические. Их можно модифицировать и совершенствовать на всем этапе жизненного цикла двигателя.

Модернизация гидромеханической системы является очень дорогостоящим процессом, и может быть оправдана только значительным улучшением характеристик двигателя. При исследовании двигателей для улучшения их работоспособности и технических характеристик, как правило, изменение аппаратуры САУ не требуется, а изменяют лишь программное обеспечение. Это позволяет исследовать любые улучшения характеристик двигателя, какими бы незначительными они не были.

Как показывает практика, незначительные программные изменения в системе управления можно проводить прямо на стенде от 1-го до 2-х дней в про-

цессе испытаний, а более значительные, связанные с введением дополнительных каналов измерения, управлением дополнительными исполнительными механизмами (ИМ), т.е. требующие аппаратной доработки блоков, - в течение 2-х - 3-х недель. Электронные САУ типа FADEC позволяют значительно сократить программу испытаний двигателя и самолета.

В связи с возросшей конкуренцией в области самолетостроения существенно сокращается время на разработку САУ. Если на их разработку для самолета АН-70 в 90-х годах отводилось от 3-х до 5-ти лет, то сейчас на разработку, отладку и доводку систем самолета АН-140 устанавливают срок от 2-х до 3-х лет.

Целью последней разработки АНТК «Антонов» является изготовление конкурентного, отвечающего самым последним европейским стандартам самолета АН-148. Разработка и построение самого самолета, а также всего комплекса бортовой авионики, разработка специально для этого самолета ВСУ МС2 со своей САУ, глубокая модификация САУ МДУ (практически новая разработка) и проведение всего комплекса испытаний должно быть осуществлено за 1,5 – 2 года. Заказчики САУ (ЗМКБ «Прогресс» и ОАО «Мотор-Сич») постоянно ужесточают требования по точности, чувствительности, помехозащищенности и скорости вычислений измерительных каналов.

Все это происходит на фоне постоянно увеличивающегося количества заказов на разработку и модернизацию существующих систем управления и диагностики авиационных двигателей. Учитывая сложившуюся ситуацию, специалисты ОАО НТК «Электронприлад» разработали типовую функциональную схему, на основе которой строят системы управления и системы контроля двигателей, используя хорошо зарекомендовавшие

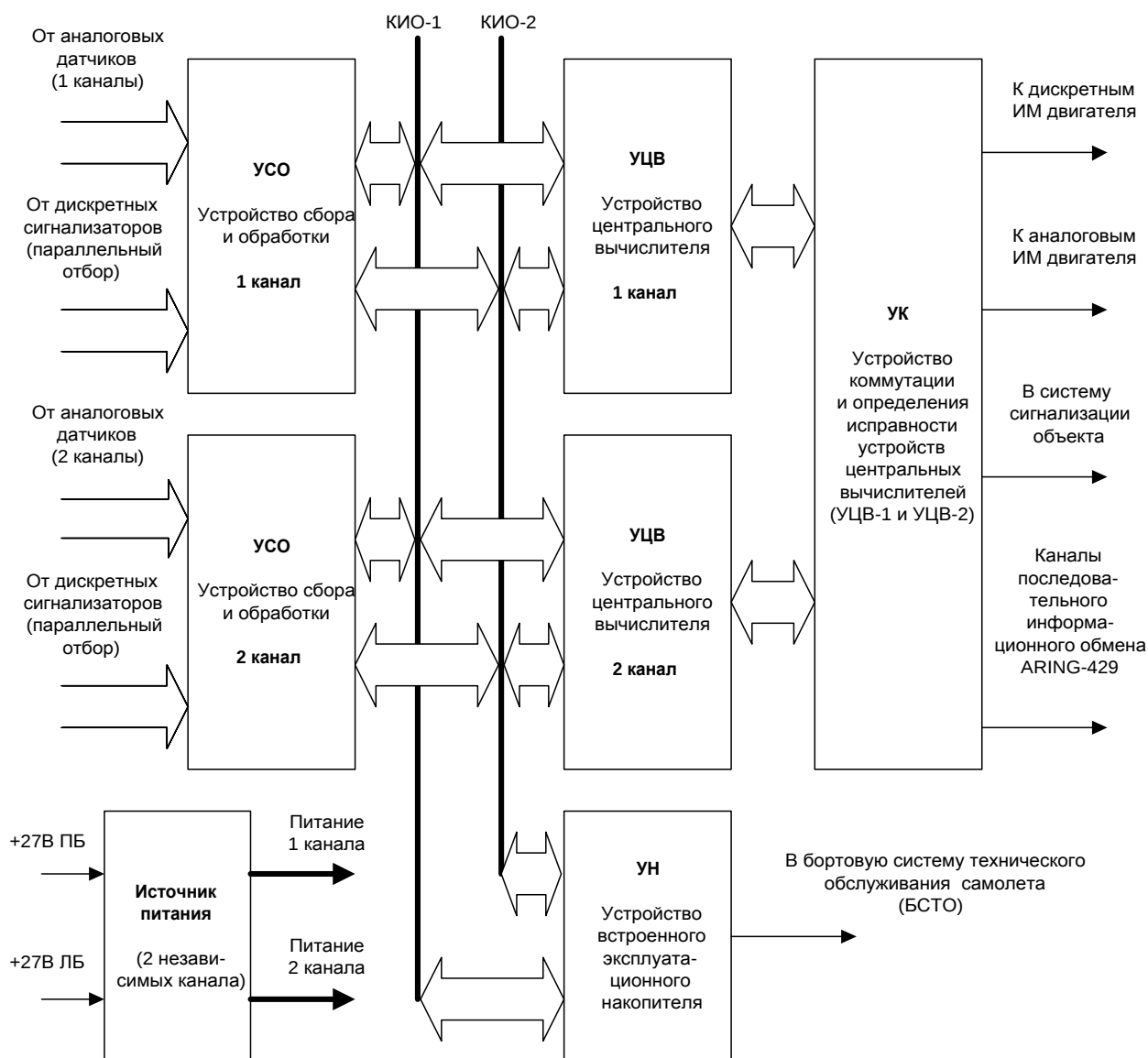


Рисунок 1 Структурная схема электронной САУ с полной ответственностью

себя схемные решения, ранее примененные в разработках на современных самолетах, которые успешно эксплуатируются в настоящий момент.

Типовая структурная схема электронной САУ с полной ответственностью приведена на рис. 1.

Задачи, решаемые САУ, можно условно разделить на три больших класса.

1-й класс:

- сбор и обработка информации от аналоговых датчиков и дискретных сигнализаторов;
- фильтрация от сбойных значений, дребезга контактов и т.д.;
- приведение измеренного электрического значения параметра к физической величине с помощью

интерполяционных формул и допусковый контроль полученных значений;

- контроль целостности линии связи с датчиками и сигнализаторами;
- внутренний контроль исправности каналов преобразования и измерения.

2-й класс:

- решение алгоритмов управления и контроля двигателя;

3-й класс:

- формирование команд управления исполнительными механизмами, определение исправности ИМ и целостности линий связи с ними;
- обмен по каналам информационного обмена с взаимодействующими системами.

Существует еще ряд менее ответственных задач - «сервисные» функции САУ, которые можно решать в фоновом режиме на остатке ресурса процессоров или выделять в отдельные одноканальные устройства, такие как встроенный эксплуатационный накопитель, подсчет наработки двигателя и САУ, количества запусков и времени выбега роторов, электронный паспорт двигателя и т.д.

Микропроцессоры, доступные в настоящий момент к применению, не позволяют реализовать на одном устройстве все три класса задач, так как программа, реализующая такой набор функций, будет чрезвычайно сложна, объемна и, как следствие, ненадежна. Отладка программного комплекса займет значительное время и после внесения даже незначительных корректировок потребуются полный повторный цикл верификации всего программного обеспечения (ПО), что в конечном итоге будет постоянно увеличивать сроки и стоимость разработки.

В рассматриваемой модели САУ предлагается разрабатывать два типа целевых процессорных устройств.

Первый тип - для решения задач сбора (1-й класс задач), второй - для реализации функций управления и обмена (3-й класс задач).

После оценки объема задействованных ресурсов на целевых микропроцессорах рассматривают следующие моменты - задачи решения алгоритмов решать на более свободном вычислителе или распределять их между вычислителями таким образом, чтобы минимизировать межпроцессорный обмен по внутренней шине. Например, система БСКВ-436 (бортовая система контроля и вибрации двигателя Д-436 самолета АН-148) должна обеспечивать одновременный прием информации от трех систем: БУК-148, ЭСУ-436, БКР-436 по каналу ARING-429 на частоте 100 кГц и паузами между посылками 4-8 Т (практически полный трафик шины) и сама должна выдавать информацию также на частоте 100 кГц с паузой 4-6 Т. Это значит, что запрос на обслуживание прерывания от приемников RZ будет возникать практически каждые 80 мкс (время обработки одного прерывания от 6

до 10 мкс). При таком «рваном» режиме работы процессора нельзя говорить о параллельном решении алгоритмов контроля двигателя, поэтому задачи сбора и обработки алгоритмов контроля двигателя решают с помощью устройства сбора и обработки информации (УСО), а устройство центрального вычислителя (УЦВ) в реализации БСКВ-436 выполняет функцию коммуникационного процессора и решает все «сервисные» задачи.

В блоке управления и контроля ВСУ МС2 – БУК-МС2, наоборот, объем задач сбора и обработки информации значителен. Блок осуществляет прием информации от 12-ти аналоговых датчиков каждым каналом УСО. Для обеспечения качества регулирования некоторые параметры измеряют с частотой 100 Гц (с учетом математической фильтрации), а параметры, участвующие в алгоритмах антипомпажной защиты, вычисляют с частотой до 200 Гц. Учитывая, что объем задач формирования команд управления и внешнего обмена относительно невелик, решение алгоритмов управления и регулирования расходом топлива и управление служебным компрессором реализовывают на устройстве УЦВ.

Таким образом, предлагаемая структурная схема САУ для реализации указанных выше задач является очень гибкой.

Рассмотрим коротко основные функциональные узлы САУ.

УСО – устройство сбора и обработки информации, предназначено для решения следующих основных задач:

- 1) сбор информации от аналоговых датчиков;
- 2) питание аналоговых датчиков;
- 3) фильтрация результатов измерений от сбойных значений;
- 4) допусковый контроль результатов измерений;
- 5) временное усреднение результатов измерений;
- 6) приведение результатов измерений к физическим величинам;
- 7) определение целостности линий связи с датчиками (КЗ / Обрыв);

8) определение исправности внутренних каскадов преобразования сигналов датчиков;

9) выдача информации в устройство УЦВ в соответствии с внутренним протоколом обмена.

Структура устройства УСО может быть достаточно разнообразна для различных реализаций. Например, в блоке БУК-МС2, кроме мощного 16-ти разрядного целевого вычислителя с CISC архитектурой, в состав УСО входит несколько «быстрых» 8- разрядных микроконтроллеров, решающих частные задачи с высокой частотой.

УЦВ - устройство центрального вычислителя, предназначено для решения следующих основных задач:

1) формирование дискретных команд управления ИМ двигателя (агрегаты зажигания, стартер, воздухозаборник, заслонка отбора воздуха, пожарный кран и т.д.);

2) формирование аналоговых команд управления ИМ двигателя (расходом топлива, входным направляющим аппаратом, служебным компрессором, клапаном перепуска воздуха и т.д.);

3) информационное взаимодействие по каналу ARING-429;

4) определение исправности собственных цепей и устройств блока;

5) контроль рассогласования параметров, получаемых по внутреннему каналу межплатного обмена от устройств УСО.

УК-МС2 – устройство коммутации, основными функциями которого являются:

1) определение исправности устройств УЦВ-1 и УЦВ-2 и коммутация на выходы блока цепей от исправного канала (алгоритм определения исправного канала является “know-how” фирмы и защищен патентом);

2) преобразование (усиление) команд управление из уровней КМОП в уровни +27В/Корпус;

3) преобразование аналоговых команд к виду, требуемому исполнительным механизмом.

В состав устройства УК входят:

– автомат защиты силовой турбины двигателя (АЗСТ) – независимое устройство, имеющее собственный источник питания;

– **“выделенные”** датчики оборотов.

Для соединения с остальными устройствами блока используют минимальное количество связей, что надежно обеспечивает аварийный останов двигателя при превышении оборотов ротора силовой турбины критического значения (т.е. если АЗСТ сработало и отключило двигатель, значит, блок неработоспособен).

УН – устройство встроенного эксплуатационного накопителя. Является вспомогательным устройством, которое выполняет сервисные функции. Его устанавливают в изделиях при необходимости. Основные задачи:

1) реализует функции встроенного эксплуатационного накопителя блока;

2) выполняет функции реализации счетчика ресурса, времени наработки, времени выбега роторов, счетчика запусков или циклов двигателя и т.д.

Устройство можно использовать в качестве мощного сопроцессора для решения емких вычислительных задач типа “преобразование Фурье”, а также в системе, где требуется большой объем промежуточных математических вычислений.

УП - устройство питания. Это двухканальное устройство, которое работает в диапазоне питающих напряжений от +10 до +36 В. Осуществляет фильтрацию выбросов питающего напряжения выше 42 В и формирует на выходе вторичных источников напряжения +5 В (1,5 А), +15 В (0,5 А), минус15 В (0,5 А). При длительном превышении указанных токов, защита определяет ситуацию ОТКАЗ ПОТРЕБИТЕЛЯ, формирует сигнал +27 В – КАНАЛ ОТКЛ и отключает потребителя в триггерном режиме.

Рассмотрим схему информационных потоков внутри САУ, приведенную на рис. 2.

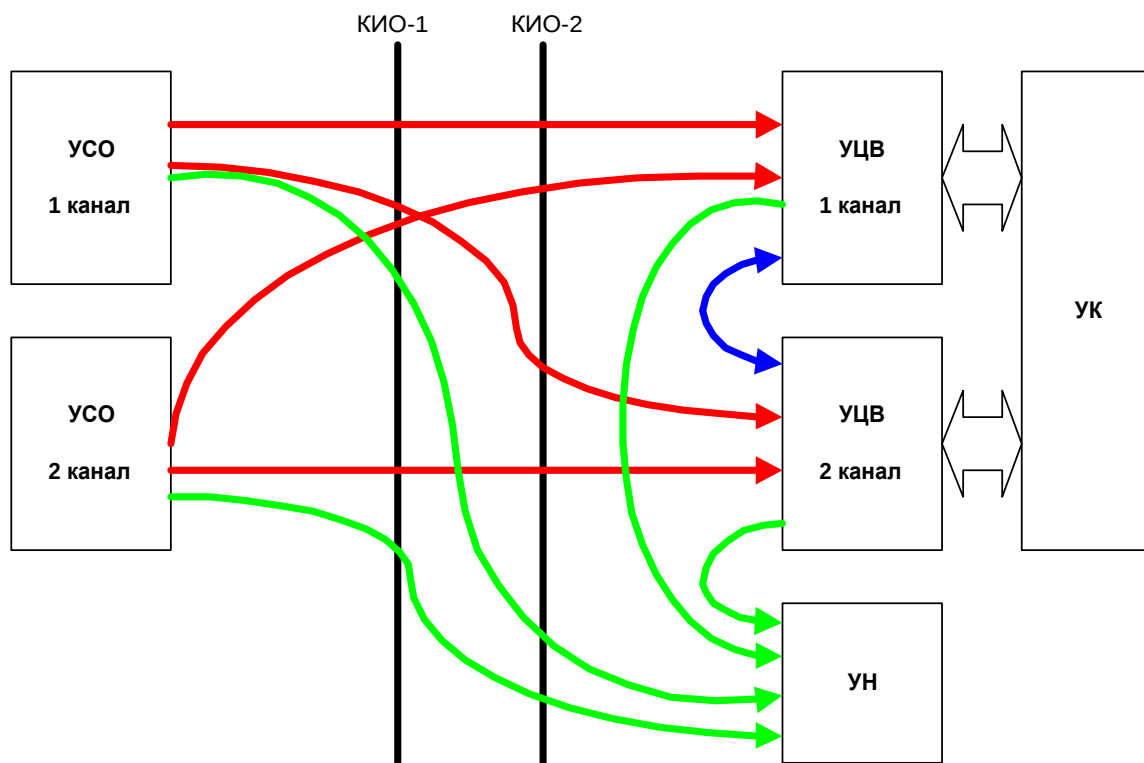


Рисунок 2 Схема информационных потоков

Одним из узких мест электронных САУ является внутренний канал межплатного обмена (далее по тексту – КИО). Если реализовывать двухканальную САУ с одним внутренним каналом КИО, то автоматически из названия такой системы необходимо исключать слово “двухканальная”, получится “условно резервированная” система. Физический интерфейс, при помощи которого реализован внутренний КИО, не так важен.

В микропроцессорах часто применяют встроенные последовательные каналы информационного обмена (SPI, UART, I2C и т.д.), используют параллельную шину (И41, ISA) или реализовывают внутренний КИО на основе стандартных бортовых интерфейсов (ARINC-429, MIL-STD-1553).

При цифровой передаче непрерывных сообщений действие помех в канале приводит к тому, что вместо переданной кодовой комбинации, соответствующей квантованному отсчету сообщения y_i , принимается другая кодовая комбинация, соответствующая уровню квантования y_j , т.е. происходит аномальная ошибка. Ее значение

$$\epsilon_{ан} = y_i - y_j.$$

Достоверность передачи непрерывных сообщений в цифровых системах обычно характеризуется или вероятностью возникновения аномальных ошибок $P_{ан}$, или приведенной среднеквадратичной $\delta_{ан}$ погрешностью, обусловленной действием аномальных ошибок. Значение возможной ошибки приема зависит от типа канала, физического интерфейса и вероятности ошибки при приеме символа, поэтому при выборе канала обмена необходимо учитывать вероятность возникновения сбоя в приеме/передаче информации и разрабатывать алгоритмические методы выявления и парирования сбоев без потери качества работы системы.

Например, для блока управления гидравлическим тормозом БУГТ-1 в качестве КИО применен интерфейс SPI. Разработан протокол обмена, учитывающий формирование контрольной суммы, битов четности, номера кадра, подобрана частота обмена с учетом 30% резервирования трафика обмена.

Однако блок БУГТ-1 является стендовым оборудованием и такое решение неприемлемо для бортовых систем, т.к. физический интерфейс канала SPI реали-

зован в виде однопроводной однополярной линии связи уровнями КМОП невысокой надежности при быстрой передачи информации последовательными посылками.

В каждом конкретном случае необходимо просчитывать трафик внутренней КИО, рассматривать вопросы надежности и помехозащищенности, разрабатывать алгоритмы выявления ошибки и делать расчет времени парирования ошибки.

При проведении заводских испытаний блока необходимо проводить испытания на восприимчивость канала обмена к внешним электромагнитным помехам, испытания на формирование внешних электромагнитных воздействий блоком с различными режимами работы внутренней КИО (максимальный трафик на предельной частоте, штатный трафик на достаточной для обмена с учетом 50% резерва частоте).

Например, при проведении заводских испытаний блока БТИ-140 (система топливоизмерения самолета АН-140) было выявлено превышение электромагнитных помех, формируемых блоком. В результате анализа и проведенных экспериментов было выявлено, что “фонит” внутренняя параллельная шина И41 из-за применения слишком мощных шинных формирователей и неправильно рассчитанной нагрузки.

Заключение

Система, построенная по приведенной структурной схеме, имеет хорошие показатели функциональной надежности, легко адаптируется при постоянно корректирующихся требованиях к вычислительным алгоритмам.

Применяя унифицированную схему, можно вести параллельную разработку систем, подобных по классу решаемых задач. При этом основные силы разработчиков будут сосредоточены на тщательной проработке алгоритмов, выделяя минимальные средства и силы на разработку аппаратной части.

Автоматический режим встроенного самоконтроля в соответствии с требованиями ОСТ 1 00698-88, реализованный в системе, обеспечивает полноту контроля блока от 95 до 98% (расчет проводился по методи-

ческим указаниям МУ 108-84 МАП). Расчетные показатели надежности приведены в таблице.

Таблица

Наименование показателя	Обозначение	Значение показателя	
		Серийный образец	Опытный образец
Средняя наработка на отказ, ч, не менее	То	10000	1000
Средняя наработка на отказ и повреждение, ч, не менее	Тс'	5000	500
Назначенный ресурс, ч	Тр.н	80000	5000
Назначенный срок службы, год	Тс.н	25	10

По приведенной выше и рассмотренной структурной схеме в настоящий момент разрабатывают системы БСКД-27М (модернизированная система контроля двигателя Д-27), БСКВ-436 (бортовая система контроля двигателя и контроля вибрации двигателя Д-436), БСКВ-18 (бортовая система контроля вибрации двигателя Д-18), БУК-МС2 (блок управления и контроля ВСУ МС2). Указанная структурная схема системы контроля и управления двигателем защищена патентом Украины. Действие патента распространяется в России и Беларуси.

Литература

1. Дядюнов А.Н., Онищенко Ю.А., Сенин А.И. Адаптивные системы сбора и передачи аналоговой информации. – М.: Машиностроение, 1998. – 288 с.
2. Дубовой Н.Д. Автоматические многофункциональные измерительные преобразователи. – М.: Радио и связь, 1989. – 256 с.

Поступила в редакцию 02.07.03

Рецензенты: канд. техн. наук, директор Головного предприятия по обработке полетной информации И.В. Мишарин, г. Киев; нач. бригады В.П. Ищук, АНТК им. О.К. Антонова, г. Киев.

ПОВЫШЕНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕМЕНТНОЙ БАЗЫ БОРТОВОЙ РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ МЕТОДОМ ИСКУССТВЕННОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ

Г.С. Ранченко, канд. техн. наук, Е.В. Бондаренко, канд. техн. наук, КБ «Элемент», г. Одесса, Украина

Общая постановка проблемы. В связи с тенденцией повышения требований к параметрам надежности бортовой радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) возрос интерес разработчиков и пользователей этой аппаратуры к ее параметрической надежности, в частности, к долговременной стабильности параметров элементов электронной техники.

Обзор публикаций. К сожалению, далеко не всегда в публикациях по данному вопросу и в технической документации на элементы электронной техники приведена характеристика их долговременной стабильности, позволяющая прогнозировать изменение со временем основных параметров и предусматривающая возможность их компенсации.

Анализ «дерева отказов» любого изделия, проведенный с достаточной степенью глубины, наглядно показывает, как незапланированное изменение параметров комплектующего элемента может привести, переходя «от ветки к ветке», к верхнему главному отказу – потере работоспособности изделия. Поэтому не вызывает сомнения, что любая возможность повышения надежности бортовой РЭА должна находиться в поле зрения разработчиков комплектующих изделий авиационной техники (КИАТ), начиная с самых ранних стадий его проектирования.

Особенно неблагоприятными являются индивидуальность и непредсказуемость этих процессов, что не позволяет заранее предвосхитить их вредные последствия, приводящие к потере работоспособности изделия.

Цель исследований. Целью настоящего аналитического и экспериментального исследования является разработка методов искусственной стабилизации элементов электронной техники, а также методов ускоренной оценки, их долговременной стабильности.

Прежде всего следует отметить, что условия применения КИАТ, особенно РЭА, работающих в непосредственной близости к двигателю, являются весьма неблаго-

приятными, с точки зрения стабильности, практически для всех элементов электронной техники. Высокая температура двигателя в сочетании с вибрацией, значительной концентрацией паров масла и металлических паров, повышенная влажность, резкие смены температуры и другие дестабилизирующие факторы весьма способствуют процессам всех видов диффузии, в том числе «короткозамкнутой» диффузии, процессов окисления и других видов химического взаимодействия. Все эти явления могут привести к изменению параметров КИАТ.

Наиболее рациональным способом их устранения является предварительная искусственная стабилизация элементов до их установки в проектируемое изделие.

Результаты. Алгоритм разработки конкретных методов искусственной стабилизации сводится к следующим этапам:

- разработка физико-химической модели механизма изменения основных параметров (старения) элемента;
- установление расчетных соотношений на базе модели старения, позволяющих выбрать режим и длительность искусственной стабилизации конкретной группы элементов;
- разработка технологической инструкции искусственной стабилизации;
- реализация технологического процесса искусственной стабилизации выбранной группы элементов;
- метрологическая оценка результатов искусственной стабилизации.

Наиболее важным и ответственным этапом искусственной стабилизации является правильный выбор физико-химической модели механизма изменения параметров, т.к. от этого зависит корректность установления расчетных соотношений при разработке конкретной технологической инструкции искусственной стабилизации выбранной группы элементов, а значит, и ее эффективность.

В основе физико-химической модели старения элементов электронной техники лежат их структурные

изменения на базе изменения химического состава. Величина и скорость этих изменений определяются, в основном, константой действия процессов диффузии, связанной с физико-химическими свойствами диффундирующих частиц и вещества, в котором происходит диффузия, а также константой химического взаимодействия, происходящего в результате диффузии. Эти процессы приводят к некоторым изменениям структуры, особенно в поверхностном слое элементов и в местах контактов, а следовательно, к изменению параметров элементов.

Константы действия как процесса диффузии, так и химического взаимодействия зависят от температуры окружающей среды согласно закону Аррениуса:

$$D = D_0 \cdot \exp\left(-\frac{E}{RT}\right), \quad (1)$$

где D – константа действия процесса диффузии, $\text{см}^2/\text{с}$;

D_0 – предельное значение константы действия, $\text{см}^2/\text{с}$;

E – энергия активации процесса диффузии, кал/моль ;

R – универсальная газовая постоянная, $\text{кал/моль} \cdot \text{град}$;

T – температура, К .

Аналогична формула для процесса химического взаимодействия диффундирующих частиц с основным веществом [1 - 3]:

$$k = k_0 \exp\left(-\frac{Q}{RT}\right), \quad (2)$$

где k – значение константы химического взаимодействия, $\text{см}^2/\text{с}$;

k_0 – предельное значение константы химического взаимодействия, $\text{см}^2/\text{сек}$;

Q – энергия активации химического взаимодействия, кал/моль ;

R – универсальная газовая постоянная, $\text{кал/моль} \cdot \text{град}$;

T – температура, К .

Наличие предельных значений констант действия диффузии и химического взаимодействия при каждой конкретной температуре свидетельствует о конечности процесса старения элементов, т. е. о его затухании со скоростью, зависящей от температуры окружающей среды, в конечном итоге приводящем к стабилизации параметров элемента.

Таким образом, в основе процесса искусственной

стабилизации элементов электронной техники лежит преднамеренное ускорение процессов их старения (искусственное старение), что приводит к достижению предельно возможного изменения параметров в подконтрольный период жизни элемента до начала его работы в проектируемом изделии.

При установке такого элемента в изделие закономерное изменение его параметров со временем теоретически отсутствует, а практически – пренебрежимо мало.

Подход к выбору конкретных режимов искусственной стабилизации элементов принципиально таков же, как и к выбору режимов при ускоренных испытаниях на безотказность готовых изделий, в частности, выбору режимов эквивалентно-циклических испытаний на безотказность. Он основан на использовании экстремальных допустимых режимов применения испытываемых изделий в целях скорейшего проявления их потенциальных отказов.

Общность этих методов и состоит в том, что оба они направлены на сокращение времени решения определенных задач, связанных с надежностью КИАТ:

- задачей эквивалентно-циклических испытаний является выявление полных отказов готовых изделий до их поступления в эксплуатацию за достаточно короткий промежуток времени и на приемлемом количестве образцов;
- задачей искусственной стабилизации элементной базы, выбранной для использования в проектируемой РЭА авиационного назначения, является улучшение ее долговременной стабильности (параметрической надежности) до установки в проектируемое изделие.

Результатом решения и той, и другой задачи является повышение надежностных характеристик КИАТ, допущенных к эксплуатации.

В качестве ускоряющих воздействий в обоих методах используется наиболее жесткие, но допустимые режимы применения. Существенная разница состоит в том, что механизм процесса искусственной стабилизации элементной базы РЭА легче поддается физико-химическому моделированию, чем процесс ускоренного выявления потенциальных отказов у готовых достаточно сложных КИАТ.

Однако следует отметить, что в основе формул для

расчета коэффициентов ускорения (K_y) того и другого процессов лежит закон Аррениуса.

Так, для расчета K_y эквивалентно-циклических испытаний [4] предлагается следующая формула:

$$K_y^{\text{исп}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n B^i \exp \left[-\frac{E}{R} \left(\frac{T_{\text{и}}^i - T_{\text{э}}^i}{T_{\text{и}}^i \cdot T_{\text{э}}^i} \right) \right]}, \quad (3)$$

где B^i – доля наработки КИАТ в i -м режиме эксплуатации от наработки в полете;

E – усредненная энергия активации действующего фактора, определенная экспериментально или аналитически;

R – универсальная газовая постоянная;

$T_{\text{и}}^i$ – температура во время i -го режима испытаний;

$T_{\text{э}}^i$ – температура в i -м режиме эксплуатации.

Коэффициент ускорения в методе искусственной стабилизации рассчитывается из условия совпадения эффективностей ускоренного и нормального старения элементов РЭА (автомодельности этих процессов).

Признаком автомодельности является равенство так называемых коэффициентов неустойчивости за время ускоренного старения τ_y при температуре T_y и τ_n при нормальной температуре T_n .

Из этого условия путем несложных математических преобразований можно получить выражение, позволяющее рассчитать время τ_y ускоренного старения при температуре T_y , автомодельного нормальному старению элементов электронной техники за значительно больший промежуток времени τ_n при температуре T_n , а также выражение для расчета коэффициента ускорения процесса стабилизации:

$$K_y^c = \frac{\tau_y}{\tau_n}; \quad (4)$$

$$\tau_y = \frac{-\ell_n \left\{ 1 - \exp \left[\frac{U}{R} \left(\frac{1}{T_y} - \frac{1}{T_n} \right) \right] \right\}}{k_0 \cdot \exp \left(-\frac{Q}{RT_y} \right)} \cdot \frac{\left\{ 1 - \exp \left[-k_0 \cdot \tau_n \exp \left(-\frac{Q}{RT_n} \right) \right] \right\}}{k_0 \cdot \exp \left(-\frac{Q}{RT_y} \right)}. \quad (5)$$

Ряд методов искусственной стабилизации экспериментально опробованы и дали положительные результаты. Экспериментальные данные, приведенные в работе [5], свидетельствуют о существенном уменьшении изменения со временем основных информационных параметров элементов электронной техники после их искусственной стабилизации (в 3 - 5 раз).

Перспективы. На основе проведенных экспериментальных исследований считаем целесообразным дать некоторые практические рекомендации.

1. Экспериментальные данные по ускоренной искусственной стабилизации элементной базы бортовой РЭА позволяют уточнить значения коэффициентов ускорения и для эквивалентно-циклических испытаний на безотказность готовых изделий, в которых использована исследованная и стабилизированная элементная база, что представляет определенный практический интерес в связи со сложностью накопления достаточного объема экспериментальных данных для расчета соответствующего коэффициента ускорения при проведении эквивалентно-циклических испытаний бортовой РЭА.

2. Наиболее простым и дешевым методом искусственной стабилизации является так называемый высокотемпературный метод, из названия которого ясно, что ускоренная стабилизация (достижение предельного значения деградации основного информационного параметра элемента) происходит под воздействием максимально допустимой температуры в течение времени, установленного экспериментальным или расчетным путем.

3. После реализации технологического процесса искусственной стабилизации (в соответствии с Технологической инструкцией для конкретного ряда элементов электронной техники) следует провести метрологическую оценку ее результатов для дальнейшего использования в ряде инженерных расчетов, сравнительного анализа и т.д.

4. Следует отметить, что в литературе и в технической документации на элементы электронной техники отсутствует однозначно установленный параметр, характеризующий долговременную стабильность (неустойчивость) элементов, даже в тех редких случаях, когда этот параметр вообще как-то характеризуется.

На основе опыта работы по экспериментальной оценке долговременной стабильности и разработке методов искусственной стабилизации элементной базы РЭА считаем целесообразным использовать в качестве критерия долговременной стабильности термин “коэффициент годичной нестабильности”, характеризующий относительное изменение основного информационного параметра элемента за 1 год работы или хранения в нормальных климатических условиях с размерностью %/год.

5. Экспериментальная оценка этого параметра проводится ускоренным методом с учетом коэффициента ускорения K_y , соответствующего выбранному режиму ускоряющего воздействия.

6. Необходимо учитывать, что при оценке долговременной стабильности элементов электронной техники погрешность измерения контролируемого параметра должна быть сведена к минимуму так же, как и погрешность воспроизведения условий измерения информационного параметра до и после контрольного ускоряющего воздействия T_y в течение времени τ_y , автомобильного году естественного старения (T_n в течение $\tau_n=1$ год). Формула для оценки коэффициента годичной нестабильности:

$$B_T = \frac{P_1^H - P_2^H}{P_1^H} \cdot 100 \%, \quad (6)$$

где P_1^H – значение информационного параметра до контрольного ускоряющего воздействия;

P_2^H – значение информационного параметра после ускоряющего воздействия, автомобильного одному году естественного старения.

Как видно из формулы (6), оценка коэффициента годичной нестабильности проводится путем сравнения двух измерений, поэтому измерения должны проводиться в условиях, предельно близких друг к другу, т.к. в противном случае задача оценки значения B_T становится неоднозначной.

7. Уровень требований к погрешности измерений, а также к погрешности воспроизведения условий этих измерений определяется в зависимости от требований, предъявляемых к стабильности контролируемой группы элементов.

К перспективам дальнейших исследований следует отнести расширение группы элементов, подлежащих искусственной стабилизации и оценке долговременной стабильности, а также разработку соответствующей аппаратуры и измерительных стендов высокой точности для реализации этих технологических процессов.

Выводы

1. Разработан способ повышения параметрической надежности элементной базы бортовой РЭА с помощью искусственной стабилизации параметров элементов электронной техники, который позволяет улучшить надежность характеристики ряда КИАТ.

2. Аналитическое исследование механизма физико-химических процессов, приводящих к изменению параметров элементов, позволяет глубже проникнуть в суть явлений, приводящих к параметрическим отказам как отдельных элементов, так и готовых изделий.

Литература

1. Бондаренко Е.В., Глазов В.М. Кинетика процесса старения полупроводниковых приборов и материалов: Сб. тр.- М.: МИЭТ, 1991.- Вып. 21.- 152 с. (Тр. МИЭТ).
2. Кроуфорд О. Окислительные процессы в материаловедении.- М.: Мир, 1995.- 49 с.
3. Аналитические методы исследования материалов и изделий микроэлектроники: Тез. Докл. конф. Сер. 3. Микроэлектроника.- Вып. 1, (297).- М.: ЦНИИ Электроника, 1989.
4. Методические указания МУ 150-95. Надежность изделий авиационной техники. Эквивалентно-циклические испытания на безотказность эквивалентного бортового оборудования.- 1994.- 39 с.
5. Бондаренко Е.В., Кисляков В.П. Исследование долговременной стабильности элементов электронной техники // Электронная техника. Сер. 6. Материалы.- 1991.- Вып. 3 (206).- 68 с.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: ученый секретарь научно-технического совета Н.П. Волошина, КБ «Элемент», г. Одесса; канд. техн. наук, нач. отд. В.И. Ефремов, НИИ «Шторм», г. Одесса.

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МОМЕНТНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ С ОГРАНИЧЕННЫМ УГЛОМ ПОВОРОТА РОТОРА ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ В СОСТАВЕ САУ ГТД

В.А. Матусевич, гл. констр., А.Н. Геть, аспирант, нач. бюро,

Государственное предприятие «Харьковское агрегатное конструкторское бюро», г. Харьков, Украина

В топливном насосе-дозаторе НР9В-3Б разработки ГП «ХАКБ» для системы автоматического управления газотурбинным двигателем (САУ ГТД) вспомогательной силовой установки АИ9-3Б самолета АН-140 используется одноканальный поляризованный поворотный электромагнит ПЭМ-300/ЗК, у которого магнитная система выполнена по мостовому типу с почти полным разделением пути поляризующего и рабочего потока [1]. Его внешний вид представлен на рис. 1, а в таблице приведены его характеристики.

В настоящее время у разработчика ВСУ рассматривается вопрос создания двухканальной САУ ГТД ВСУ АИ9-3Б. С учетом этого в ГП «ХАКБ» разработан двухканальный моментный электродвигатель с ограниченным углом поворота ротора, в конструкции которого применены современные высококоэрцитивные постоянные магниты, что позволяет получить высокие удельные весовые характеристики. Его конструктивная схема приведена на рис. 2. Расчет электродвигателя был выполнен по методике, изложенной в [2].

Моментный электродвигатель состоит из ротора 1 с закрепленными на нем сегментными постоянными магнитами 2 и двухканальной обмотки управления 3, установленной в корпусе 4. В качестве материала постоянного магнита применен сплав NdFeB с остаточной магнитной индукцией 1,15Тл, коэрцитивной силой по индукции 860кА/м, по намагниченности 1800кА/м и магнитной энергией 240кДж/м³ [3]. Ротор 1 жестко закреплен на валу 5, который одновременно является возвратной пружиной (торсионом). Вал 5 неподжно закреплен в шите 6. В качестве дополнительной опоры в целях устранения прогиба торсиона применяется подшипник 7.



Рис. 1. Внешний вид электромагнита
ПЭМ-300/ЗК

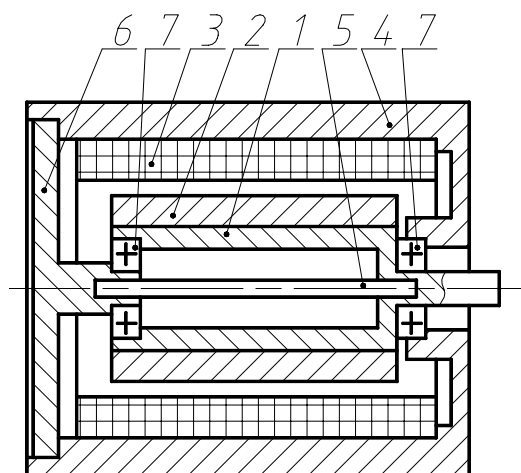


Рис. 2. Конструктивная схема моментного
электродвигателя

Расчет торсиона, изготовленного из стали 60С2ХФА, выполнен по известным зависимостям расчета круглых стержней на кручение, приведенным в работах [4], [5]. Его размеры следующие: диаметр $d=1,3$ мм и длина $L_T=40$ мм.

В ряде работ, например в [6], рассматривались вопросы применения моментных электродвигателей в

системах автоматики, однако динамические характеристики реальных конструкций моментных электродвигателей в таких работах освещены недостаточно, а для многоканальных электродвигателей такие характеристики не приводились. В данной работе проведено исследование динамических характеристик разработанного двухканального моментного электродвигателя в целях определения возможности его использования в САУ ГТД.

Сравнительные характеристики поворотного электромагнита ПЭМ-300/ЗК и двухканального моментного электродвигателя разработки ГП «ХАКБ» приведены в таблице.

Таблица

Наименование параметра	ПЭМ-300/ЗК	Моментный электродвигатель	
		Основной канал	Резервный канал
Ток возбуждения, А	0,1	0,1	0,1
Максимальный крутящий момент, г·см	300	300	300
Электромагнитная постоянная времени, мс	5,588	$2,01 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$
Механическая постоянная времени, мс	0,982	3,64	4,32
Момент инерции ротора, кг·мм ²	0,542	3,744	
Сопротивление обмотки, Ом	68	84	100
Индуктивность обмотки, Гн	0,38	$1,69 \cdot 10^{-3}$	$2,29 \cdot 10^{-3}$
Угол поворота ротора	3°		
Коэффициент жесткости пружины, Н·м/рад	0,561		
Коэффициент момента, Н·м/А	0,3	0,3	0,3
Суммарная масса преобразователя, кг	0,23	0,2	

Как видно из таблицы, ротор моментного электродвигателя имеет момент инерции больший, чем ротор электромагнита и большую механическую постоянную времени. Однако за счет применения современных магнитных материалов отношение крутящего момента к току возбуждения выше. Также у момент-

ного электродвигателя значительно ниже индуктивность обмотки и ниже электромагнитная постоянная времени.

Математическая модель электромеханического преобразователя имеет вид:

$$J_{\text{пр}} \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = M - M_C - K \cdot \alpha;$$

$$U = I \cdot R + L \frac{dI}{dt} + C_e \frac{d\alpha}{dt}; \quad (1)$$

$$M = K_M \cdot I,$$

где $J_{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции вращающихся частей;

M – электромагнитный момент;

M_C – момент сопротивления;

K – коэффициент жесткости пружины;

I – ток возбуждения;

U – напряжение питания;

L, R – индуктивность и сопротивление обмотки;

C_e – коэффициент противоЭДС;

K_M – коэффициент момента;

α – текущий угол поворота ротора.

Системе уравнений (1) соответствует передаточная функция электромеханического преобразователя

$$W(p) = \frac{K_{\text{дв}}}{T_M (T_E p^3 + p^2 + C_{\text{пр}}) + (T_M T_E C_{\text{пр}} + 1)p},$$

где T_M – механическая постоянная времени;

T_E – электромагнитная постоянная времени;

$K_{\text{пр}}$ – коэффициент жесткости возвратной пружины;

f – частота управляющего сигнала.

На рис. 3 и 4 представлены логарифмические амплитудные и фазовые частотные характеристики электромагнита ПЭМ-300/ЗК, а также основного и резервного каналов моментного электродвигателя с ограниченным углом поворота ротора.

Цифрами обозначены: 1 – характеристики ПЭМ-300/ЗК, 2 – основной канал управления и 3 – резервный канал управления моментного электродвигателя.

Анализируя графики, приведенные на рис. 3 и 4, можно видеть, что ПЭМ-300/ЗК до частоты управляющего сигнала 60 Гц ведет себя как устойчивое

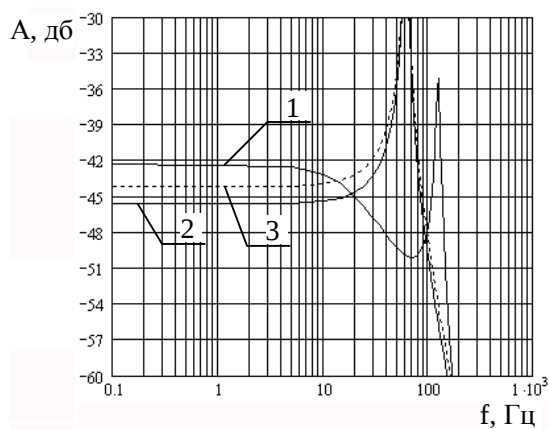


Рис. 3. Амплитудные частотные характеристики

A – амплитуда

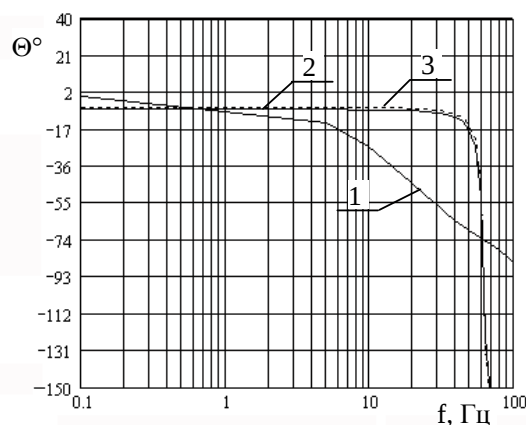


Рис. 4. Фазовые частотные характеристики

Θ – фазовый сдвиг

апериодическое звено, а на более высоких частотах – как колебательное. Моментный электродвигатель ведет себя как колебательное звено. Полоса пропускания моментного электродвигателя по сдвигу фаз 90° сигнала управления равна 60 Гц, а полоса пропускания ПЭМ-300/ЗК – 100 Гц.

Полоса пропускания по изменению амплитуды 3 дБ при 10% входном сигнале равна 20 Гц для ПЭМ-300/ЗК и 30 Гц для моментного электродвигателя. Эти характеристики удовлетворяют требованиям, предъявляемым к исполнительным устройствам САУ ГТД.

Различие в амплитудных частотных характеристиках основного и резервного каналов моментного электродвигателя вызвано конструктивным расположением каналов (один над другим) и, следовательно, разной магнитной индукцией в зазоре. Различие в значе-

ниях магнитной индукции определяет различие в числе витков каждого канала, что влечет за собой различие в сопротивлении и индуктивности обмотки каждого канала.

Полученные в данной работе сравнительные результаты динамических характеристик используемого электромагнита и вновь разработанного электродвигателя позволяют сделать заключение о возможности использования двухканального моментного электродвигателя в разрабатываемых САУ ГТД.

Литература

1. Гордон А.В., Сливинская А.Г. Поляризованные электромагниты. – М.: Энергия, 1964. – 119 с.
2. Матусевич В.А., Геть А.Н. Выбор оптимальных параметров моментного электродвигателя для исполнительных механизмов САУ ГТД // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр. – Харьков: ХАИ, 2002. – Вып. 30. Двигатели и энергоустановки. – С. 223-225.
3. ТУ МАЕР.680093.001 Материалы магнитотвердые спеченные на основе неодима с железом и бором. Технические условия.
4. Сопротивление материалов / Г.С. Писаренко, В.А. Агарев, А.Л. Квитка, В.Г. Попкова, Э.С. Уманский. – К.: Вища шк., 1973. – 670 с.
5. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие в 2-х книгах. В 2 Кн. – кн. 2. – М.: Машиностроение, 1988. – 542 с.
6. Столов Л.И., Афанасьев А.Ю. Моментные двигатели постоянного тока. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 224 с.

Поступила в редакцию 19.07.03

Рецензенты: канд. техн. наук, зам. Главного конструктора Е.В. Павлюк, ГП “ХАКБ”, г. Харьков; канд. техн. наук, доц. каф. “Конструкции и прочности авиадвигателей” Ю.А. Гусев, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, г. Харьков.

АНАЛИЗ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ОПТИЧЕСКОГО ПИРОМЕТРИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ГТД

*Т.П. Андреева, канд. техн. наук, начальник сектора,
Федеральное государственное унитарное предприятие
Уфимское научно-производственное предприятие «Молния», г. Уфа, Россия*

Общая постановка проблемы и её связь с научно-практическими задачами

Оценка температурного состояния теплонпряженных частей газотурбинного двигателя (ГТД) при его испытаниях и эксплуатации с целью контроля и управления режимами работы является основной обеспечения безопасности полетов. Особенно жесткие требования предъявляются к точности поддержания температуры поверхности рабочих лопаток турбины высокого давления ГТД.

В связи с этим в течение последних лет, как в нашей стране, так и за рубежом, активно решались проблемы, связанные с созданием аппаратуры для оценки температурного состояния лопаток в виде оптических пирометрических преобразователей (ОПП), аппаратуры обработки сигнала ОПП и средств метрологического обеспечения.

Обзор публикаций и анализ нерешённых проблем

При проектировании одноканального или двухканального ОПП важно выбрать области спектральной чувствительности каналов ОПП, исходя из необходимости обеспечения:

- требуемой чувствительности каналов ОПП;
- сведения к минимуму влияния мешающего излучения, воспринимающегося оптическим зондом ОПП (излучение сажистых частиц, попадающих в поле зрения ОПП; излучение продуктов сгорания топлива и т. д.).

Характерное распределение энергетической яркости излучения от рабочих лопаток турбины высокого давления (B_λ), сажистых частиц, газообразных продуктов сгорания топлива и характеристика спектральной чувствительности кремниевого фотодиода (Ψ_λ) представлены на рис. 1 [1].

$B_\lambda, \Psi_\lambda, [-]$

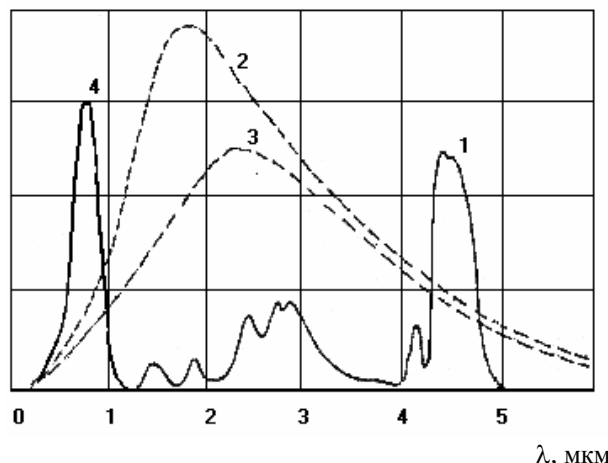


Рис. 1. Распределение спектра излучения лопаток и продуктов сгорания в ГТД в поле зрения ОПП

1 - смеси газов и паров воды,
2 - сажистых частиц,
3 - лопаток турбины высокого давления ГТД,
4 - характеристика спектральной чувствительности кремниевого фотодиода

Наиболее сильные полосы излучения продуктов сгорания топлива наблюдаются на длинах волн 2.7 мкм и 4.4 мкм [2].

Уменьшение влияния мешающего излучения продуктов сгорания топлива на полезный сигнал ОПП возможно за счет оптимального выбора областей спектральной чувствительности фотоприемников. При этом с одной стороны необходимо обеспечить требуемый уровень сигнала ОПП, с другой стороны отсутствие излучения продуктов сгорания топлива.

Сигнал помехи, возникающий от излучения сажистых частиц, попадающих в поле зрения ОПП, представляет собой отдельные положительные импульсы или «пачки» импульсов, сигнал от которых накладываются на полезный сигнал.

Снижение степени влияния излучения сажистых частиц возможно за счет использования специальной

алгоритмической обработки выходного сигнала ОПП, что в значительной степени решается в существующей аппаратуре обработки сигнала ОПП типа БИАСОП (8Г2.702.042 ТО).

В связи с изложенным к ОПП как к средству измерения температуры рабочих лопаток турбины высокого давления ГТД предъявляются ряд технических и эксплуатационных требований, которые приведены в табл. 1 [3, 4].

Таблица 1
Технические требования к ОПП

Параметр	Значение параметра
Диапазон измерения температуры, К	973 - 1423
Полоса пропускания, кГц	0 - 100
Предел допускаемого значения основной погрешности преобразователя с доверительной вероятностью 0.95, не более, К	± 6
Показатель визирования, не более	0,05
Синусоидальная вибрация:	
амплитуда ускорения, g	30
амплитуда перемещения, мм	5
диапазон частот, Гц	5-2000
Акустический шум:	
диапазон частот, Гц	50-10000
уровень звукового давления, дБ	150
Повышенная температура среды, К(°С):	
в зоне объектива	923 (+650)
в зоне световода	623 (+350)
в зоне объектива фотоэлектрического преобразователя без теплозащитного кожуха	353 (+80)
в зоне объектива фотоэлектрического преобразователя с теплозащитным кожухом	393 (+120)
кратковременно	488 (+215)
Пониженная температура среды, К(°С):	213 (-60)

Выполнение требований к ОПП накладывает ряд условий по выбору фотоприемников:

- области спектральной чувствительности фотоприемников, не должны попадать в диапазон селективных полос излучения продуктов сгорания топлива ГТД;

- граничная полоса частоты по уровню 0.7 не менее 100 кГц;
- рабочая повышенная температура окружающей среды должна быть не менее 80°С;
- рабочая пониженная температура окружающей среды должна быть не более минус 60°С.

В последние годы появились фотодиоды на основе гетероструктур InGaAsP/InP, предназначенные для использования в волоконно-оптических линиях связи, которые обладают высоким быстродействием, имеют практически плоскую спектральную характеристику в диапазоне 1,0 - 1,55 мкм, фоточувствительность не менее 0,5 А/Вт, емкость 30 пФ и темновой ток не более 80 нА [5].

Фотодиоды производства НИИ «Полус» на основе InSbAs PIN типа ДФД250ТО/Б, ДФД500ТО/Б [6], предназначенные также для волоконно-оптических линий связи, имеют активный диаметр 250 мм, 500 мм, чувствительность на длинах волн 1.3 мкм и 1.55 мкм 0.7 А/Вт и 0.75 А/Вт, время отклика фотоответа 2 нс и 10 нс соответственно. Фотодиод ДФД2000ТО на основе InSbAs PIN разработан для использования в датчиках для приема инфракрасного оптического сигнала, имеет конструкцию с вводом излучения через мезаструктуру с большим активным диаметром – 2000 мм, область спектральной чувствительности от 0.9 до 1.7 мкм, чувствительность на длине волны 1.55 мкм составляет 0.85 А/Вт [7]. Фотодиоды InGaAs/InP PIN фирмы Hamamatsu G8370 series обладают чувствительностью до 0.95 А/Вт, имеют диаметр активной приемной площадки от 1 до 5 мм и граничную частоту по уровню 0,7 от 0.6 до 35 МГц соответственно [8].

Важнейшей задачей при выборе вариантов построения ОПП является проведение оценок чувствительности каналов с использованием новых быстродействующих типов фотодиодов.

Цель исследований

Целью исследований являлся анализ чувствительности ОПП при применении фотоприемников различных типов. Рассматривались характеристики разработанных оптических пирометрических преобразователей ОПП-94К и проектирующихся двухканальных ОПП.

Результаты исследований

Одноканальный ОПП. Рассмотрим ОПП, построенный по принципу яркостного пирометра, типа ОПП-94К. В нем используется термостойкий кремниевый фотодиод ФД-293 АДБ№ 368.245 ТУ [9].

Градуировочную характеристику ОПП с фотодиодами различного типа можно представить в виде

$$U_{\text{ФД}}(T) = G \cdot K \cdot S_{\lambda_{\text{max}}} \cdot \int_0^{\infty} \varepsilon(\lambda T) b(\lambda T) \Psi(\lambda) d\lambda, \quad (1)$$

где G – коэффициент пропорциональности, связанный с геометрическими факторами;

$b(\lambda T)$ – спектральная плотность энергетической яркости, излучаемой абсолютно черным телом (АЧТ);

$S_{\lambda_{\text{max}}}(\lambda)$ – монохроматическая чувствительность фотодиода в максимуме характеристики относительной спектральной чувствительности;

K – коэффициент передачи усилителя преобразователя;

$\Psi(\lambda)$ – относительная спектральная чувствительность фотодиода;

$\varepsilon(\lambda T)$ – излучательная способность излучающей полости модели АЧТ.

Для проведения расчетных оценок чувствительности ОПП реальные характеристики спектральной чувствительности кремниевых фотодиодов ФД-293 аппроксимировались функцией вида

$$\Psi(\lambda) = q(\lambda - s) \exp[-a(\lambda - s)^8], \quad (2)$$

где значения коэффициентов a , q и s определены по экспериментально полученным значениям спектральной характеристики фотодиода.

Двухканальный ОПП. Для ОПП, построенного по принципу пирометра спектрального отношения, в качестве фотоприемников предполагается использовать:

- по первому (коротковолновому) каналу – кремниевый фотодиод типа ФД-293;
- по второму (длинноволновому) каналу – фотодиоды различных типов:
 - германиевый фотодиод, перед которым установлен фильтр в виде кремниевой пластины [10];

- фотодиод ДФД2000ТО на основе InSbAs PIN [7].

Отношение сигналов R можно представить в виде

$$R(T) = G \cdot K \cdot \frac{S_{\lambda_1 \text{ max}} \cdot \int_0^{\infty} \varepsilon(\lambda T) b(\lambda T) \Psi_1(\lambda) d\lambda}{S_{\lambda_2 \text{ max}} \cdot \int_0^{\infty} \varepsilon(\lambda T) b(\lambda T) \Psi_2(\lambda) d\lambda} \quad (3)$$

где $\Psi_1(\lambda)$, $\Psi_2(\lambda)$ – относительные спектральные чувствительности фотоприемников коротковолнового длинноволнового каналов ОПП соответственно.

Для расчета градуировочной характеристики длинноволнового канала ОПП с фотодиодом ДФД2000ТО на основе InSbAs PIN и германиевого фотодиода с кремниевым фильтром использовался метод численного интегрирования и специально разработанная программа для расчета в среде Microsoft Excel.

Полученные расчетные градуировочные характеристики приведены на рис. 2.

$U(T), B; R(T), [-]$

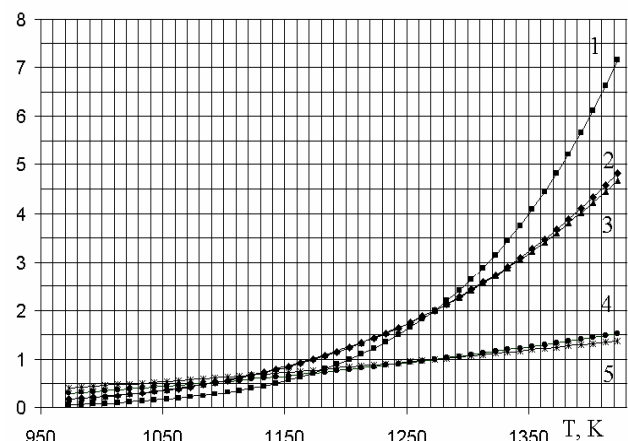


Рис. 2. Градуировочные характеристики ОПП различных типов

- 1 – для ОПП с фотодиодом ФД-293;
- 2 – для канала ОПП с фотодиодом на основе фотодиодом ДФД2000ТО на основе InSbAs PIN;
- 3 – для канала ОПП с германиевым фотодиодом и кремниевым фильтром;
- 4 – отношение $R(T)$ сигналов каналов двухканального ОПП:
 - первый канал с кремниевым фотодиодом;
 - второй канал с германиевым фотодиодом и с кремниевым фильтром;
- 5 – отношение $R(T)$ сигналов каналов двухканального ОПП:
 - первый канал с кремниевым фотодиодом;
 - второй канал с фотодиодом ДФД2000ТО на основе InSbAs PIN.

Оценки чувствительности $dU_{\text{ФД}}/dT$ ОПП, построенного по принципу яркостного пирометра с кремниевым фотодиодом ФД-293 и ОПП, построенного на принципе пирометра спектрального отношения, dR/dT приведены на рис. 3.

dU/dT , мВ/град; dU/dT , [-]

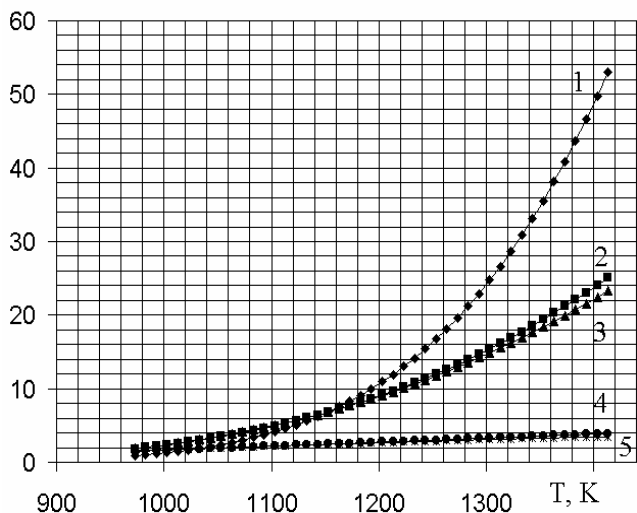


Рис. 3. Характеристики чувствительности ОПП различных типов

- 1 - для ОПП с фотодиодом ФД-293;
- 2 - для канала ОПП с фотодиодом ДФД2000ТО на основе InSbAs PIN;
- 3 - для канала ОПП с германиевым фотодиодом и с кремниевым фильтром;
- 4 – чувствительность отношения dR/dT двухканального ОПП (сигнала кремниевого фотодиода типа ФД-293 к сигналу германиевого фотодиода и с кремниевым фильтром);
- 5 - чувствительность отношения dR/dT двухканального ОПП (сигнала кремниевого фотодиода типа ФД-293 к сигналу фотодиода ДФД2000ТО)

Из рассмотрения параметров градуировочных характеристик и характеристик чувствительности можно отметить, что в ОПП, построенных на принципе яркостного (одноканального) пирометра, наибольшей чувствительностью обладают ОПП с кремниевым фотодиодом ФД-293 (19,62 мВ/град при измеряемой температуре 1273 К). Каналы ОПП с фотодиодом ДФД2000ТО на основе InSbAs PIN и с германиевым фотодиодом и кремниевым фильтром имеют чувствительность при измеряемой температуре 1273 К 13,28 мВ/град и 12,92 мВ/град соответственно.

Двухканальные ОПП, построенные на принципе пирометра спектрального отношения, обладают существенно меньшей чувствительностью сигнала спектрального отношения. Например, чувствительность спектрального отношения при измеряемой температуре 1273 К составляет с фотодиодом ДФД2000ТО в длинноволновом канале 2,97 мВ/град, с германиевым фотодиодом (с кремниевым фильтром) 3,09 мВ/град.

Учитывая полученные характеристики чувствительности для одноканального (яркостного) ОПП и двухканального ОПП, для обеспечения снижения степени влияния на результаты измерения температуры неучтенных методических погрешностей от:

- поглощения излучения лопатки турбины ГТД промежуточной газовой средой;
 - загрязнения продуктами сгорания топлива оптики объектива;
 - изменения пропускания оптического канала;
 - возможного изменения излучательной способности материала лопаток турбины ГТД в процессе работы,
- целесообразно проектировать ОПП по принципу, яркостного пирометра с введением периодической коррекции по сигналу спектрального отношения.

Перспективы дальнейших исследований

Дальнейшие исследования целесообразно проводить в направлении выявления путей снижения методических погрешностей, возникающих в реальных условиях эксплуатации ГТД, проведения соответствующих экспериментальных работ и расчетных оценок.

Выводы

1. Проведены оценки чувствительности одноканальных (яркостных) и двухканальных ОПП, построенных на принципе пирометра спектрального отношения, в зависимости от измеряемой температуры в диапазоне от 973 К до 1323 К.

2. Из проведенных оценок чувствительности одноканальных (яркостных) ОПП следует, что:

- наибольшей чувствительностью обладает ОПП с применением кремниевого фотодиода ФД-293;
- чувствительность ОПП с применением фотодиода InGaAsP PIN ФДФ2000ТО практически на 30% ниже.

3. Чувствительность спектрального отношения двухканального ОПП с кремниевым фотодиодам в первом (коротковолновом) канале и с двумя вариантами фотоприемников во втором длинноволновом канале:

- с германиевым фотодиодом и светофильтром в виде кремниевой пластины, установленной перед ним, составляет 2,97мВ/град,
- с фотодиодом InGaAsP PIN ФДФ2000ТО составляет 3,09мВ/град.

4. В связи с существенно меньшими значениями чувствительности сигнала спектрального отношения для фотодиодов в выбранных спектральных областях чувствительности каналов ОПП, канал спектрального отношения целесообразно использовать только для периодической коррекции сигнала основного яркостного ОПП.

5. Дальнейшие работы в области построения ОПП для измерения температуры лопаток турбины ГТД целесообразно проводить в направлении выявления путей снижения методических погрешностей, возникающих в реальных условиях эксплуатации ГТД.

Литература

1. Разработка радиационного пирометра для исследования газотурбинных лопаток: Тех. пер. № 30237. М.: ЦИАМ, 1972.- 129 с. (Пер. докл. RDR, 1698 фирмы SOLAR).

2. Хадсон Р. Инфракрасные системы.- М.: Мир, 1972.- 534 с.

3. ОСТ 1.0404-86. Преобразователи оптические пирометрические для бесконтактного измерения

температуры поверхности лопаток турбины газотурбинных двигателей. Параметры, размеры и технические требования.- Введ.- 01.02.86.- 24 с.

4. Андреева Т.П., Валиуллина М.Ш., Маликова И.А. Волоконно-оптические преобразователи для бесконтактного измерения температуры быстровращающихся объектов, предназначенных для работы в теплонапряженных условиях эксплуатации. // Устройства обработки оптических сигналов. Волоконно-оптические датчики различных физических величин: Материалы 5 Всесоюз. конф. ВОСПИ-88.- М., 1988.- Ч.5.- С. 135-137.

5. Ермаков О.Н. Длинноволновые фотодиоды для волоконно-оптических линий связи, дистанционного управления и измерительных систем. // Материалы 16 Междунар. науч.-техн. конф. по фотоэлектронике и приборам ночного видения.- М., 2000.- Ч.4.- С 24.

6. Рекламные материалы фирмы НИИ "Полус", 2002.- web-ресурс: <http://www.polyus.msk.ru>

7. Рекламные материалы фирмы DILAS Co., Ltd.- web-ресурс: <http://www.dilas.ru>

8. Рекламные материалы фирмы Hamamatsu Photonics К.К., Feb. 2002.- web-ресурс: http://www.hpk.co.jp/eng/products/ssd/ingaas_e/ingaas.htm

9. Технические условия АДБ № 368.245. Фотодиод ФД-293.- Введ.- 1989.

10. А. с. 1542204 СССР, МКИ G01J 5 / 60. Пирометр спектрального отношения / Р.З. Бахтизин, Р.Г. Сагитов, М.В. Долгов, Ю.М. Попов, В.Н. Селезнев, Т.П. Андреева (СССР).- №42007699/31-25; Заявл. 09.03.87, Опубл. в Б.И., 1990.- № 5.- 6с.

Поступила в редакцию 19.05.03

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, профессор Р.З. Бахтизин, Башкирский Государственный университет, г. Уфа.

РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ОБРАБОТКИ И АНАЛИЗА РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ ЖРД И ОПЫТ ЕГО ПРИМЕНЕНИЯ ДЛЯ ПРОГРАММЫ SEA LAUNCH

И.Н. Никищенко, Б.Ю. Небосенко,

Государственное конструкторское бюро «Южное», г. Днепропетровск, Украина

В ходе проведения стендовых и летных испытаний осуществляется регистрация большого числа параметров, характеризующих работу ЖРД. Ценность получаемой в ходе испытания информации, как правило, сопоставима со стоимостью одного испытания, следовательно, возникает необходимость обеспечения защиты этой информации, ее унификации, возможности быстро и качественно обрабатывать, анализировать и представлять получаемую информацию. Решение этой проблемы может выглядеть двояко. С одной стороны, можно содержать людей, которые будут отвечать за выполнение этих требований, с другой стороны можно возложить часть полномочий (таких, как обработка, хранение, анализ) на компьютер и соответствующее программное обеспечение. Можно перечислить целый ряд требований, предъявляемых к автоматизированной обработке данных: хранение данных на специально отведенном компьютере (сервере), разграничение прав доступа к этой информации, оперативное построение графиков регистрируемых параметров; возможность сопоставления между собой однотипных параметров по нескольким испытаниям; фильтрация зашумленных сигналов; вычисление производных параметров по заданным формулам; расчет временных характеристик переходных процессов ЖРД; оценка средних и среднеинтегральных значений по режимам работы ЖРД; регрессионный анализ для выявления зависимостей; статистический анализ для оценки распределений; итоговое представление информации в печатном виде и др.

Немаловажным критерием оперативности анализа является возможность быстрого доступа к информации того круга людей, на которых она рассчитана, защищенность этой информации и безопасность хра-

нения. Очевидно, что улучшение качества анализа данных может сократить расходы на проведение повторных испытаний, что необходимо при работе с иностранными партнерами (например, программа Sea Launch).

В настоящее время рынок программного обеспечения предлагает огромное количество разнообразных пакетов, которые хорошо решают те или иные задачи. В случае их использования зачастую возникает ряд проблем: передача данных между пакетами (каждый из которых использует свой формат хранения данных); централизованное хранение и распределение этих данных между людьми, которые участвуют в анализе испытаний ЖРД; вторичная обработка данных в различных пакетах может иметь различную реализацию и соответственно давать отличающийся результат. Возможен, например, такой вариант: в одном программном продукте хорошо реализован механизм представления данных в графическом виде, но есть существенные недостатки, связанные с хранением данных, а в другом пакете - наоборот. Следовательно, для успешного решения всех этих задач в комплексе необходим специализированный программный продукт, который учитывал бы все необходимые требования.

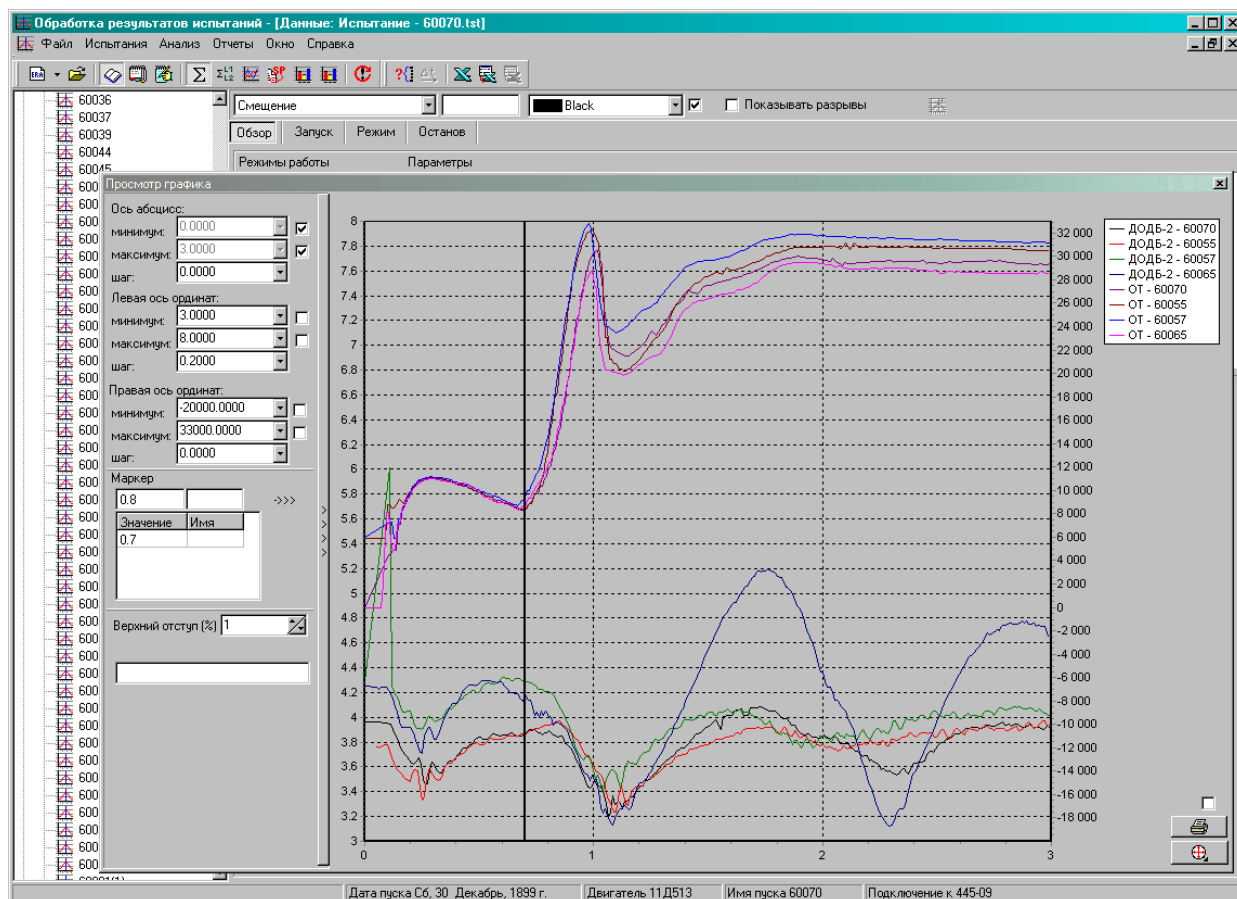
Для разработки была использована среда программирования Delphi 6. Все математические библиотеки создавались с помощью пакета Fortran Power Station.

Основные преимущества и характеристики программного комплекса:

- не привязывается к конкретной системе измерений и регистрации;

- позволяет обрабатывать и анализировать большие объемы информации (более 700 Мб в бинарном виде на одно испытание); внедрен и реально эксплуатируется на предприятии в течение двух с половиной лет; имеет широкие возможности для вторичной обработки данных;
- построен на архитектуре Клиент-сервер;

- доступ к информации осуществляется из локальной сети с разграничением прав доступа по пользователям;
- быстрое представление требуемой информации в графическом и печатном виде;
- поиск испытаний в базе данных по заданным критериям через SQL запросы;



Рассмотрим подробнее, что собой представляет каждый из вышеперечисленных пунктов.

В ходе проведения испытаний ЖРД данные от системы измерения и регистрации могут поступать в различных форматах, например, бинарном, текстовом либо каком-нибудь другом специализированном формате. Соответственно, это затрудняет анализ и сопоставление между собой информации. Нами эта проблема была решена следующим образом. Для хранения результатов испытаний в базе данных был разработан специальный формат файла. Данные, получаемые от системы регистрации, конвертируются в этот файл, с которым в последующем осуществляются все операции. В результате каждое испытание представляется в виде одного унифицированного файла в базе

данных. Конвертер может быть усовершенствован для распознавания других форматов данных.

Иногда результатами регистрации могут оказаться большие объемы данных (свыше 700 Мб в бинарном виде на одно испытание), например при регистрации вибраций или пульсаций. За счет использования внутреннего сжатия, после переработки эти данные существенно уменьшаются в размере, что делает их более удобными для хранения в базе данных и снижает нагрузку на локальную сеть при доступе пользователей к этим файлам.

Программный комплекс построен на архитектуре клиент-сервер, что позволяет вынести серверную часть на надежный защищенный сервер, где будут храниться все данные, получаемые от системы реги-

страции. Также, за счет такой архитектуры снижается нагрузка на компьютеры пользователей, т.к. часть решаемых задач переносится на сервер. Доступ к информации осуществляется из локальной сети с ограничением прав доступа по пользователям. Как следствие, несколько человек одновременно могут просматривать либо редактировать (при наличии соответствующих прав) находящиеся на сервере данные.

Вся информация по испытаниям может быть оперативно представлена в графическом виде, при этом на одном графике можно изобразить любое количество совмещенных между собой параметров, можно сопоставлять параметры разных испытаний, что очень важно для получения обзорных графиков одного параметра. Для выделения требуемой группы испытаний можно сформировать запрос по указанным критериям. Например, запрос по испытаниям, проходившим в прошлом году, при заданном давлении окислителя на входе.

Для вторичной обработки данных программный комплекс позволяет: осуществлять фильтрацию сигнала; проводить статистический анализ заданной выборки; строить многомерные регрессионные зависимости между параметрами; получать производные параметры по заданной формуле; рассчитывать среднее и интеграл выбранного параметра в заданных диапазонах. Программно решен вопрос автоматического определения параметров запуска ЖРД (определение моментов воспламенения в газогенераторе, камере сгорания, выхода на режим и др.).

В настоящее время с помощью пакета по обработке результатов испытаний в ГКБЮ решается целый ряд задач, таких как:

- анализ временных характеристик переходных процессов;
- регрессионная оценка режимов работы турбокомпрессорного агрегата;
- регрессионная оценка влияния внешних факторов на режимы работы двигателя;
- оценка статистических распределений параметров по различным испытаниям;

— создание отчетной документации в виде графиков и таблиц.

В ГКБЮ программный комплекс для автоматизированной обработки, сбора и анализа результатов испытаний ЖРД эксплуатируется на протяжении 3-х лет, использовался при отработке форсированного варианта маршевого двигателя 2-й ступени РН «Зенит-3SL», когда требовалось обрабатывать большое количество параметров, применялся для анализа динамических процессов при отработке останова рулевого двигателя 2-й ступени по выработке компонента топлива в рамках программы Sea Launch. Этот программный комплекс может быть использован не только для анализа результатов испытаний ЖРД, но и любых других агрегатов, узлов авиационно-космической техники. Имеется опыт использования программного комплекса на родственных предприятиях.

За время эксплуатации программный комплекс постоянно модернизировался в соответствии с возникавшими в процессе использования требованиями: совершенствовался математический аппарат, улучшался пользовательский интерфейс, добавлялись новые возможности для анализа данных. По опыту эксплуатации в ГКБЮ использование программного комплекса позволяет на порядок сократить время анализа результатов испытаний, создания отчетной документации.

Литература

1. Луарсабов К.А., Пронь Л.В., Сердюк А.В. Летные испытания ЖРД.- М.: Машиностроение, 1977.- 142 с.
2. Основы испытаний летательных аппаратов / Под ред. Е.И. Кринецкого.- М.: «Машиностроение», 1989.- 168 с.
3. Летные испытания ракет и КА / Под ред. Е.И. Кринецкого.- М.: Машиностроение, 1979.- 218 с.

Поступила в редакцию 16.05.03

Рецензенты: проф., зав. каф. двигателестроения Л.В. Пронь, ДНУ, г. Днепропетровск; канд. техн. наук, вед. науч. сотр. Я.Н. Иванов, ГKB «Южное», г. Днепропетровск.

СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ЛОПАСТНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ В ИСТОЧНИКЕ ЕЁ ВОЗНИКНОВЕНИЯ

В.И. Мисюра, канд. техн. наук, доц. каф. двигателестроения;

А.А. Панченко, канд. техн. наук, зав. лаб. ТСУ,

Днепропетровский национальный университет, г. Днепропетровск, Украина

К нагнетателям, применяемым в космических энергетических установках, одним из основных предъявляемых требований является большой ресурс работы (до нескольких лет). Однако некоторые используемые нагнетатели (лопастные насосы, компрессоры и вентиляторы) являются источником вибрации, которая может вызвать досрочный выход установки из строя. Поэтому анализ динамических процессов в роторе и разработка способов снижения вибрации – актуальное направление исследований по повышению надёжности энергетических машин и улучшению санитарно - гигиенических параметров на космическом объекте [1].

Борьба с вибрацией лопастных гидромашин чаще всего ведётся двумя способами: снижение вибрации в источнике её возникновения или применение различных демпфирующих устройств. Снижение вибрации в источнике её возникновения имеет большую практическую ценность, так как демпфирование делает конструкцию более громоздкой и массивной.

Известно, что вибрации в центробежных лопастных нагнетателях охватывают широкий диапазон частот – от 15 Гц до 20 кГц [2]. Наиболее удобным показателем динамической нагрузки при вибрации есть виброускорение A , через которое определяется величина вибрации в децибелах [3].

$$L_a = 20 \lg \frac{A}{A_0}, \text{ дБ},$$

где $A_0 = 3 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ - условное нулевое значение уровня ускорения.

Причиной возникновения вибрации в центробежных лопастных нагнетателях могут быть механиче-

ские, гидродинамические, электромагнитные и аэродинамические явления [4].

Причиной механических вибраций является неуравновешенность ротора, что вызывает колебания на оборотной частоте $f_0 = \frac{n}{60}$, где n – число оборотов ротора. Интенсивным источником вибрации выступают также подшипники качения – вибрации охватывают диапазон частот от f_0 до нескольких кГц. Механические вибрации можно значительно уменьшить повысив технологическую культуру производства.

Электромагнитные вибрации определяются взаимодействием электрических и магнитных полей в электродвигателе привода нагнетателя. Аэродинамические вибрации вызываются вихревым движением газовой среды, которая обтекает различные поверхности вращающегося узла. И одни, и другие имеют незначительную амплитуду колебаний.

Гидродинамические явления в проточной части нагнетателей вызывают вибрацию на оборотной частоте f_0 , лопаточной частоте $f_0 \cdot z$ (где z – число лопаток рабочего колеса) и их гармониках. Причём вибрация наиболее интенсивна на лопаточной частоте и вызвана неоднородностью потока на выходе из колеса. Взаимодействие следа за рабочим колесом с языком спирального отвода (или кромками лопаток направляющего аппарата) приводит к пульсациям скорости (давления) на выходе из рабочего колеса, именно это явление вызывает вибрацию корпуса нагнетателя. Другими причинами гидродинамической вибрации являются кавитация, вихреобразование и турбулентные пульсации в межлопаточных каналах, это вибрации от 800 Гц и выше. Установлено [5], что при

отсутствии кавитации уровень вибрации в значительной степени определяется полосой лопаточных частот. Причём наиболее сильно на вибрацию влияет скорость вращения рабочего колеса, а размеры нагнетателей имеют меньшее влияние на вибрацию [6].

Следовательно, одним из методов борьбы с вибрацией с целью увеличения срока службы машин является улучшение гидродинамического совершенства проточной части нагнетателей. Так снизить вибрацию на лопаточных частях можно за счёт организации беспульсационного, устойчивого течения жидкости на выходе из колеса с равномерным окружным и осевым распределением скорости и давления. С этой целью в работе [7] предлагается увеличить зазор между внешним диаметром лопастного колеса и языком отвода до 20 мм. В другом исследовании [8] уточняется, что этот зазор должен составлять 0,45 шага лопаточной решётки на выходе. Но увеличение диаметра безлопаточного диффузора ведёт к снижению КПД и увеличению габаритов нагнетателя.

Для выравнивания поля скоростей на выходе нами предложена новая конструкция рабочего колеса центробежного лопастного нагнетателя [9,10]: лопатки на периферии подрезаются в радиальном направлении, а в освободившееся пространство устанавливаются с осевым зазором относительно друг друга плоские круглые диски. Таким образом, вокруг лопастного колеса образуются круговые щелевые каналы, которые работают по принципу дисковой гидромашины трения. Поскольку в проточной части такой вставки нет конструктивных элементов, возмущающих поток, то поле скоростей на выходе будет равномерным. Следовательно, стоит ожидать, что установка дисковой вставки после лопастного колеса снизит вибрации. Для проверки этого факта были испытаны ряд конструкций рабочих колёс центробежных насосов на экспериментальной установке, показанной на рис. 1.

Насосный узел состоит из корпуса 6, в котором на радиальных подшипниках 5 вращается вал 18. На валу крепятся сменные рабочие колёса 17. Весь узел установлен на массивной станине 24. На этой же ста-

нине с помощью кронштейнов 21 закреплён электродвигатель 2 типа ДБС-2.

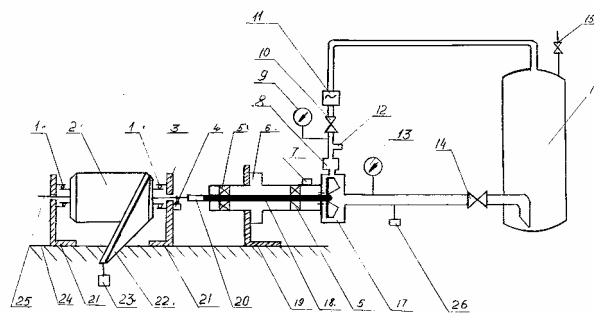


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Корпус электродвигателя, с целью измерения крутящего момента способом «Мотор – весы» имеет возможность проворачиваться в подшипниках 1. Двигатель питается от машинного преобразователя частот. При изменении частоты тока питания электродвигателя изменяется угловая скорость вращения вала насоса. В схему установки входит также бак 16 для рабочей жидкости, который трубопроводами соединён с насосом. После выхода из насоса жидкость возвращается в бак через кран 10, который одновременно выполняет функцию регулятора расхода жидкости через насос. Для замера расхода применяется тахометрический датчик 11. В качестве регистрирующего прибора используется частотомер Ч 3-33. Для замера угловой скорости вращения вала используется индуктивный датчик оборотов 4 с выводом сигнала на частотомер Ч 3-33. Для замера крутящего момента применяется индуктивный датчик давления 23 типа ДД-10, который воспринимает усилие через рычаг 22. После датчика 23 сигнал через усилитель – преобразователь ИД-2И подаётся на потенциометр КСП – 4. Для замера давления на входе и выходе насоса применяются образцовые манометры 9 и 13. Для замера пульсаций давления на выходе насоса используется датчик 12 типа ЛХ – 604, который установлен в коническом диффузоре (датчик №1). Для замера вибраций корпуса насоса применяются четыре датчика: два высокочастотных пьезоэлектрических акселерометра АВС 036-02 и два низкочастотных акселерометра АНС-014. В качестве регистрирующего прибора использо-

ваны 1, 2, 3, 4 и 5 каналы многоканального анализатора спектра частот СК 4–72. Три датчика вибраций установлены на площадке 8 по трём взаимно – перпендикулярным направлениям, один – на площадке 7. Площадка 8 выполнена в виде прямоугольного параллелепипеда на поверхности конического диффузора центробежного насоса и находится на расстоянии 13 мм от рабочего колеса. Площадка 7 находится на корпусе насоса на расстоянии 90 мм от колеса в сторону электродвигателя.

Плоскость $x - o - y$ лежит в плоскости вращения рабочего колеса, а направление z – перпендикулярно плоскости вращения и совпадает с осью вала. Один датчик вибраций №2 типа АВС – 036 – 02 установлен для фиксации вибраций в направлении $o - x$ (вдоль конического диффузора), а датчик №3 – фиксирует вибрации в радиальном направлении $o - y$.

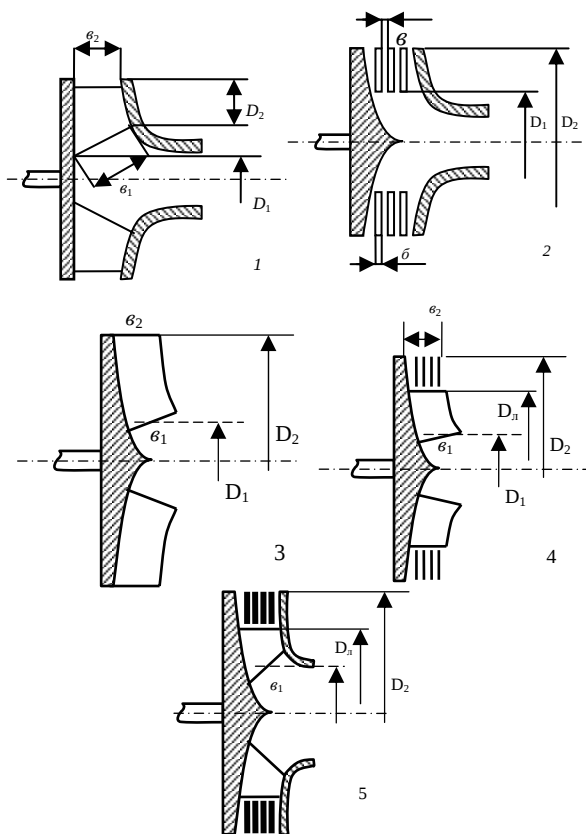


Рис. 2. Испытанные конструкции центробежных колёс

Датчик вибраций №4 типа АНС – 014 установлен в направлении $o - z$. Датчик №5 установлен на пло-

щадке 7 и измеряет вибрации корпуса в вертикальной плоскости $y - o - z$.

Для определения влияния гидродинамических условий на вибрацию корпуса насоса были изготовлены и испытаны несколько вариантов конструкций центробежных колёс (рис. 2).

За основу был взят центробежный лопастной насос (колесо 1) со следующими геометрическими параметрами: входной диаметр $D_1=0,03$ м, выходной - $D_2=0,094$ м, число лопаток $z=6$; углы наклона лопаток $\beta_{1л}=20^\circ$ - на входе; $\beta_{2л}=40^\circ$ - на выходе; ширина меридиального сечения $\epsilon_1=0,011$ м – на входе; $\epsilon_2=0,04$ м на выходе. Все другие испытываемые колёса имели те же габаритные размеры и устанавливались в тот же корпус. Колесо 2 было дисковым, колесо 3 лопастным с полуоткрытой крыльчаткой; колёса 4 и 5 были комбинированными: у полуоткрытого и закрытого лопастных колёс лопатки на выходе срезались до диаметра $D_л$, а взамен устанавливались дисковые вставки различной геометрии.

Испытания всех колёс проводились на воде, предварительно профильтрованной с помощью сетчатого фильтра.

Порядок проведения экспериментов был следующим. В корпусе насоса устанавливалось испытываемое центробежное колесо и при заданных постоянных оборотах определялись зависимости напора и КПД от расхода. Затем устанавливался расход жидкости через насос, соответствующий оптимальному режиму работы и путём снятия показаний датчика №1 определялись амплитуды пульсаций давления в потоке жидкости на выходе из насоса в диапазоне оборотной и лопаточной частот, а так же их гармоник. Одновременно для заданного режима определялись величины виброускорений корпуса насоса по различным направлениям с помощью датчиков № 2 - 5 для этого же диапазона частот. Аналогичные измерения проводились также на расходах, отличных от оптимального. Все колёса были испытаны при трёх значениях чисел оборотов: $n=7000$ об/мин, 8000 об/мин и 9000 об/мин. Кроме того, был испытан ротор насоса без рабочего

колеса, а также сняты вибрационные характеристики всех насосов свободных от жидкости.

Установлено, что наибольшая величина вибраций наблюдается в радиальном направлении (по оси y). Это связано с тем, что наличие лопаток обуславливает неравномерный импульс силы давления именно в этом направлении. Причём, установлена чёткая связь между пульсациями давления и вибрацией корпуса насоса. На рис. 3 приведены результаты измерения пульсаций давления на выходе испытанных насосов и виброускорения корпуса при $n = 9000$ об/мин для пяти гармоник оборотных частот (1-150 Гц, 2-300 Гц, 3-450 Гц, 4-600 Гц, 5-750 Гц) и пяти гармоник лопаточных частот (I-900 Гц, I I-1800 Гц, I I I-2700 Гц, IV-3600 Гц, V-4500 Гц) при оптимальном расходе жидкости. Видно, что наибольшие пульсации давления (и, соответственно, вибрации) имеют место в лопастных насосах с закрытым (кривая 1) и полуоткрытым (см. кривая 3) колёсами до 2% от выходного давления. Причём у полуоткрытого рабочего колеса на лопаточных частотах они несколько ниже, что обусловлено выравниванием поля скоростей на выходе вследствие перетекания жидкости через открытый осевой зазор с рабочей стороны лопатки на нерабочую. Дисковое колесо работало практически беспульсационно (кривая 2). У комбинированных колёс наличие дисковой вставки $D_d = 0,7 D_2$ на выходе снизило пульсации давления на различных частотах в 6 – 20 раз (см. кривые 4 и 5). На графиках обращает на себя внимание факт наличия пульсаций давления на оборотных частотах, что явно противоречит физическому смыслу. Такое явление можно объяснить тем, что давление измерялось высокочувствительным датчиком типа ЛХ, этот датчик реагировал на вибрации корпуса насоса на оборотных частотах, вызванных дисбалансом ротора. Верность такого предположения подтверждается данными испытаний насосов свободных от жидкости приведенными на рис. 4 – на всех гармониках отмечены «пульсации давления», то есть они явно имеют вибрационный характер и при отсутствии колеса (кривая 6) пренебрежимо малы.

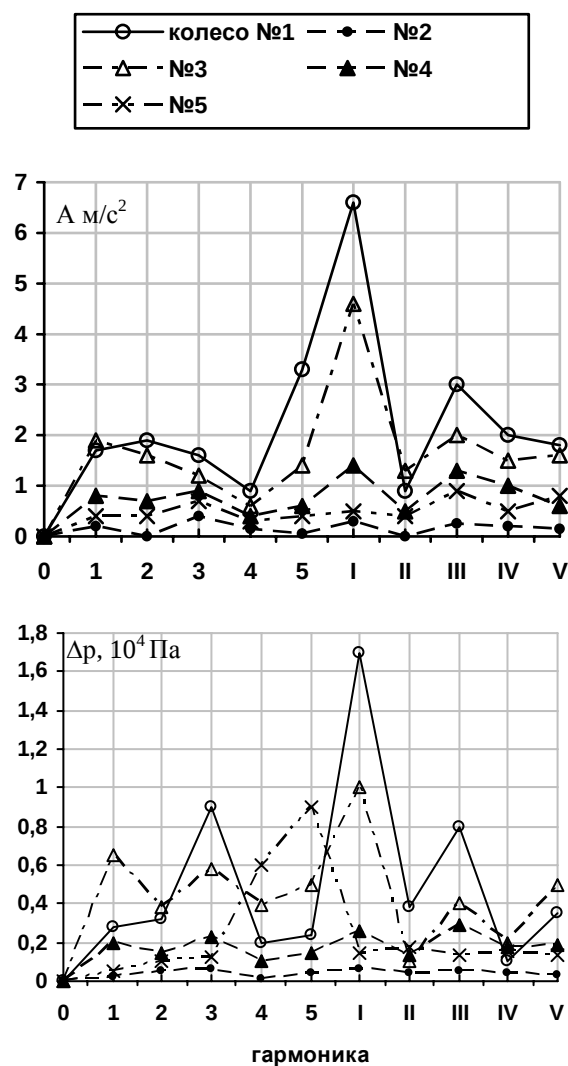


Рис. 3. Пульсации выходного давления Δp и виброускорение A корпуса насоса в радиальном направлении при оптимальном расходе

Для проверки такого заключения вместо датчика 1 типа ЛХ устанавливается более «грубый» индуктивный датчик типа ДДН. Как видно из рис. 5, «пульсации давления» на оборотной частоте стали иметь менее выраженный характер. При этом вибрации корпуса насоса оставались такими же.

Однако наложение вибраций конструкции на показания датчика давлений не смогли затемнить положительный эффект, достигнутый изменениями, внесёнными в конструкцию центробежных лопастных колёс то есть дисковые вставки на периферии уменьшают пульсации давления и вибрации как на лопаточных частотах, так и на оборотных. Последнее объясняется сравнительной простотой балансировки дис-

ковых колёс. Аналогичный (рис. 3, 4 и 5) характер пульсаций и вибраций был отмечен на всех оборотах работы насосов. При расходах отличных от оптимального каких-либо закономерностей в изменении характера пульсаций отмечено не было.

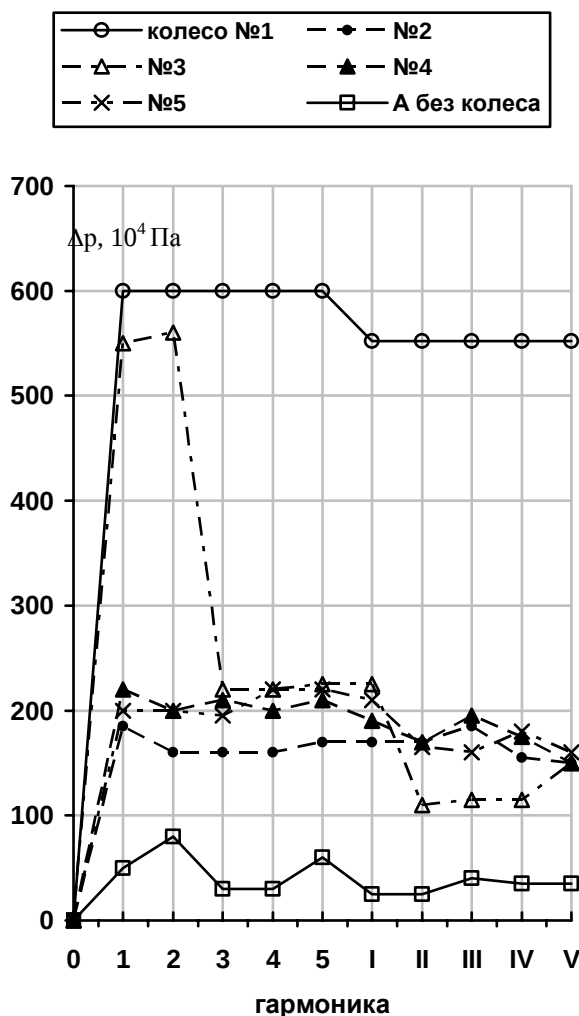


Рис. 4. «Пульсации давления» при отсутствии жидкости в насосах

Для оценки влияния радиальной протяжённости подрезки лопаток колесо № 5 испытывалось с подрезкой лопаток от периферии на 10, 15, 20, 25, 30% и установкой взамен дисковой вставки. Из рис. 6 видно, что чем больше радиальная протяжённость дисковой вставки, тем эффективнее гасятся пульсации и вибрации. Однако подрезка лопаток более чем до $0,8D_2$ приводит к снижению напора и внутреннего КПД на 5% (см. рис. 7). Это объясняется тем, что диски менее эффективно закручивают поток, чем лопатки [9]. Но

чем меньше зазор между дисками, тем активнее закручивается жидкость и тем ближе энергетические характеристики комбинированных колёс к характеристике лопастного колеса. То есть, при проектировании насосов с комбинированными колёсами следует стремиться к уменьшению междисковых зазоров дисковой вставки. Вторым способом сохранения неизменными характеристики центробежного колеса является установка дисковых вставок не за счёт подрезки лопаток, а за счёт увеличения наружного диаметра колеса (рис. 6).

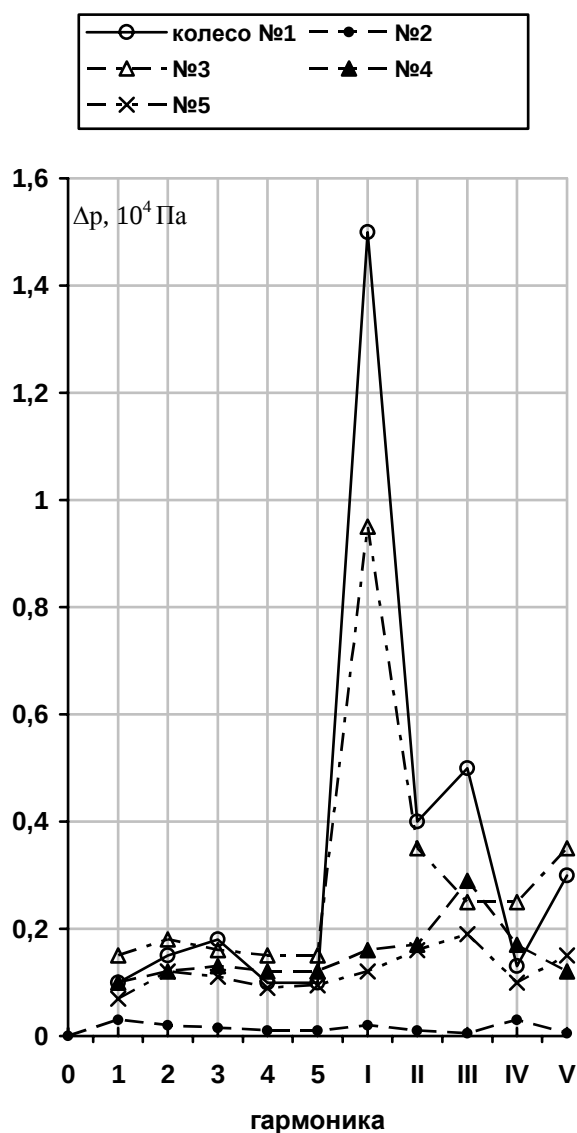


Рис. 5. Пульсации выходного давления при оптимальном расходе (замер «грубым» датчиком)

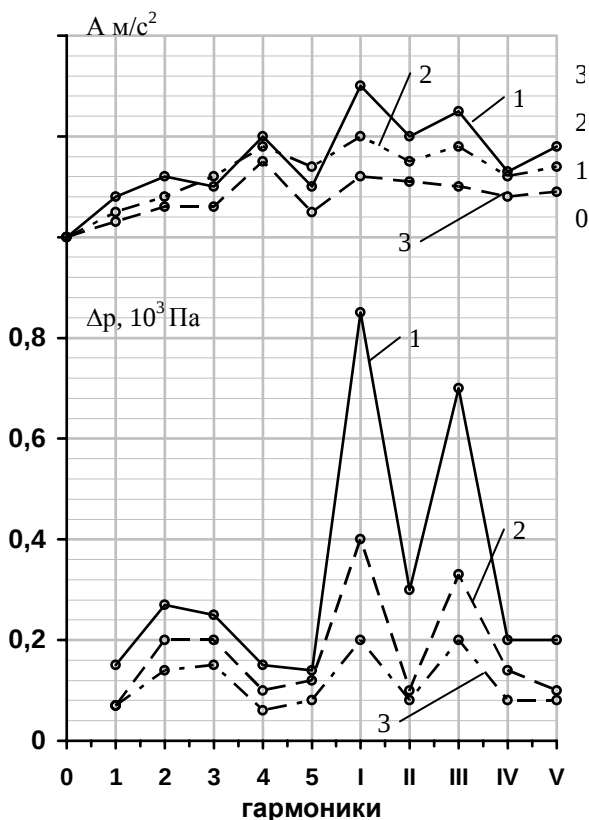


Рис. 6. Влияние радиальной длины дискового кольца на подавление пульсаций давления и вибраций корпуса насоса. 1 - $D_r = 0,9 D_2$, 2 - $0,8 D_2$, 3 - $0,7 D_2$

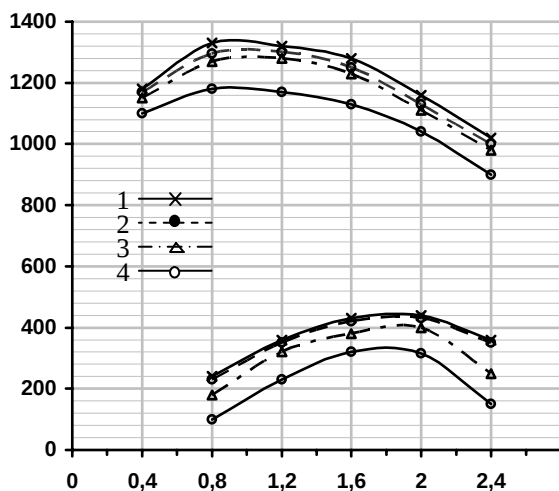


Рис. 7. Влияние величины подрезки лопаток на энергетические характеристики. (1 – колесо №1, 2 – подрезка до $0,9 D_2$, 3 – до $0,8 D_2$, 4 – до $0,7 D_2$)

Выводы

1. Установлена чёткая связь между пульсациями давления на выходе и вибрацией корпуса насоса.
2. Установка дискового кольца на выходе колеса привела к снижению пульсаций давления и вибрации

корпуса – на некоторых гармониках лопаточной частоты вибрация снизилась на 16 Дб.

3. Отмеченное снижение энергетических показателей может быть устранено конструктивными мерами.

В дальнейшем намечено провести теоретическое исследование устойчивости течения между двумя вращающимися дисками.

Литература

1. Місюра В.І., Прісняков В.Ф. Експериментальне дослідження стійкості течії у дискових гідромашинах космічних енергоустановок // Космічна наука і технологія.– 1998.– Т. 4, № 5/6.– С. 110 – 115.
2. Вибрации энергетических машин: Справочное пособие / Под ред. Н.В. Григорьева.– Л: - Машиностроение, 1974.– С. 464.
3. Тейлор Р. Шум.– М.: Мир, 1978.– 30 с.
4. Симановский В.И. Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин.– Харьков: Высш. школа, 1987.– 127 с.
5. Покровский Б.В. Шум и вибрации центробежных насосов.– М; 1970.– Вып. 41.– С. 17–47 (Тр. ВНИИ Гидромаша).
6. Аэрогидродинамический шум в технике / Под ред. Р. Хиклина.– М.: Мир, 1980.– 335 с.
7. Башенов Д.В. Исследование дискретных составляющих в спектре шума осевого компрессора // Сб. физика аэродинамических шумов.– М.: Наука, 1967.– 143 с.
8. Покровский Б.В., Рубинов В.Я. Влияние отвода на виброакустические характеристики насоса.– М; 1970.– Вып. 40.– С. 84-102 (Тр. ВНИИ Гидромаша).
9. Мисюра В.И., Овсяников Б.В., Присняков В.Ф. Дисковые насосы.– М.: Машиностроение, 1986.– 112 с.
10. А.с. 748034 СССР. Рабочее колесо центробежного насоса / В.И. Мисюра, Е.В. Багров (СССР). Опубл. 23.08.86. Бюлл. № 48.-2 с.

Поступила в редакцию 12.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, проф., зав каф. ИТИС В.А. Габринец, Днепропетровский региональный институт государственного управления, г. Днепропетровск; канд. техн. наук, доц. каф. двигателестроения, А.В. Трофименко, ДНУ, г. Днепропетровск.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОБЪЕМОВ ИСПЫТАНИЙ ГИДРОАГРЕГАТОВ

Н.В. Горбатюк, канд. техн. наук,

ГП "Харьковское агрегатное конструкторское бюро", г. Харьков, Украина

Значительная часть затрат на обеспечение жизненного цикла гидроагрегатов (ГА) приходится на испытания по обеспечению надежности. Поэтому обоснованный выбор объемов испытаний, а также поиск путей их сокращения имеют важное практическое значение.

В разработке методики планирования испытаний классификация исследуемых ГА является ответственным исходным моментом. Она осуществляется по следующим отличительным признакам: способу применения, возможности испытаний на интервале времени и режиме нагружения, отличным от реальных.

По способу применения ГА подразделяются на малоресурсные и ресурсные. Если после применения по назначению на интервале времени $[0, t]$ ГА не подлежит дальнейшему использованию, то рассматривается малоресурсный образец. Если после завершения первого цикла работы на временном интервале $[0, t]$ ГА подлежит дальнейшему использованию на последующих циклах, то рассматривается ресурсный образец. Отмеченное отличие является существенным, так как при циклических испытаниях на одном образце происходит накопление повреждений в деталях. Оно существенным образом проявится при решении задачи выбора объемов испытаний.

Объем испытаний регламентируется выбранным планом испытаний [1 - 3]. Однако при определении продолжительности испытаний существующие планы не учитывают последствий, вызванных отказом изделий, и накопления повреждений при циклических испытаниях. Поэтому целью исследования является разработка методики выбора минимально необходимого объема испытаний ГА, которая гармонизирует требования к надежности в различных областях техники.

Для оценки надежности малоресурсные ГА подвергаются многократным циклическим испытаниям. При

этом n образцов испытываются циклами фиксированной продолжительности $t_{\text{цикл}}$ до отказа d или до выработки заданного числа циклов $N_{\text{и}}$. Точечная оценка вероятности безотказной работы ГА за наработку $N_{\text{и}}$ в рассматриваемой схеме определяется по зависимости

$$\tilde{P}_1 = 1 - \frac{d}{N_{\text{и}}}.$$

Вероятность отказа одного ГА $q_1 = 1 - \tilde{P}_1$ постоянна и не зависит от результатов испытаний других образцов. Тогда вероятность безотказной работы при испытаниях n ГА в течение $(n \cdot N_{\text{и}})$ циклов равна

$$\tilde{P}_n = \prod_{i=1}^n \tilde{P}_1 = \tilde{P}_1^n,$$

откуда

$$\tilde{P}_1 = \tilde{P}_n^{1/n} = \left(1 - \frac{d}{N_{\text{и}}}\right)^{\frac{1}{n}}.$$

Таким образом, циклические испытания n ГА при постоянной вероятности отказа в одном цикле эквивалентны однократным испытаниям $(n \cdot N_{\text{и}})$ образцов. В такой постановке задачи [3, 4] определяются границы областей приемки и браковки, средней продолжительности испытаний для проверки надежности.

В действительности предположение о постоянстве вероятности отказа с увеличением отработанного ГА количества циклов не соблюдается. Соотношение между оценками вероятности безотказной работы в первом цикле и по результатам испытаний в полном объеме аппроксимируют распределением Вейбулла

$$P = \exp\left(-\frac{t}{a}\right)^b,$$

где t – время;

a – параметр масштаба;

b – параметр формы.

Важными свойствами данного распределения являются гибкие аппроксимационные возможности, а также наличие жесткой функциональной связи между параметром формы и коэффициентом вариации наработки до отказа v [5]

$$v = \left[\frac{\Gamma(1 + 2/b)}{\Gamma^2(1 + 1/b)} - 1 \right]^{0,5},$$

где $\Gamma(\dots)$ – гамма-распределение.

Зависимость для приведения оценок вероятности безотказной работы ГА к первому циклу примет вид

$$\tilde{P}_{\text{нп}} = \left[1 - \frac{1}{N_{\text{и}}} \right] \left(\frac{1}{n} \right)^{\beta},$$

где β – параметр формы распределения Вейбулла b , учитывающий характер изменения вероятности отказа в одном цикле от числа циклов, ранее отработанных.

По вычисленной оценке $\tilde{P}_{\text{нп}}$, числу отказов d определяется эквивалентное число циклов испытаний с наработкой $t_{\text{нп}}$

$$N_{\text{экв}} = \frac{d}{1 - \tilde{P}_{\text{нп}}}.$$

Интервальные оценки вероятности безотказной работы обозначаются в виде функций:

$$P_{\text{нп}}^B = f_1(N_{\text{экв}}, d, \gamma),$$

$$P_{\text{нп}}^H = f_2(N_{\text{экв}}, d, \gamma),$$

где $P_{\text{нп}}^B$, $P_{\text{нп}}^H$ – соответственно верхняя и нижняя доверительные границы для параметров $P_{\text{нп}}$;

γ – доверительная вероятность.

Контроль надежности ГА осуществляется путем проверки выполнения условия

$$P_{\text{нп}}^H \geq P_T,$$

где P_T – требуемый уровень надежности.

Таким образом, применение метода циклических испытаний ГА с приведением результатов оценок надежности к первому циклу позволяют существенно сократить объем испытаний и повысить достоверность оценки надежности за счет более полного использования остаточного ресурса и определения доверительных гра-

ниц для эквивалентного объема испытаний $N_{\text{экв}}$, который превосходит используемый.

По изложенной методике был проведен контроль надежности ряда ГА. Реализация метода многократных циклических испытаний с приведением оценки показателей надежности к первому циклу позволила по отношению к традиционному подходу уменьшить в 1,4 – 1,8 раза объем ресурсных испытаний [6].

Для ресурсных ГА объем испытаний устанавливается с использованием коэффициента надежности, который учитывает степень опасности ситуации, вызванной отказом, физический процесс деградации, параметр формы распределения, доверительную вероятность, количество испытываемых образцов.

ГА, влияющие на безопасность функционирования объекта, классифицируются по нормам безопасности.

Категория	Вероятность события	Последствия отказа
I	$10^{-3} - 10^{-5}$	Без последствий
II	$10^{-5} - 10^{-7}$	Усложнение условий
III	$10^{-7} - 10^{-9}$	Сложная ситуация
IV	$< 10^{-9}$	Катастрофическая ситуация

С точки зрения последствий наиболее опасными являются постепенные отказы, которые обусловлены накоплением усталостных повреждений и подчиняются логарифмически нормальному закону. По прочностной модели обеспечения надежности уравнение для определения коэффициента надежности (переработки) ресурса при стендовых испытаниях имеет вид

$$K_H = 10^{\left[u_{\gamma}(t_p) + \frac{u_{\gamma}(t_{cp})}{\sqrt{n}} \right] \cdot s_{\lg N}},$$

где $u_{\gamma}(t_p)$, $u_{\gamma}(t_{cp})$ – квантили нормального распределения, полученные соответственно по доверительной вероятности $P(t)$ безотказной работы соответственно в пределах устанавливаемого ресурса t_p и за время испытаний t_{cp} ;

n – количество испытываемых образцов;

$s_{\lg N}$ – среднее квадратичное отклонение.

Изнашивание деталей и узлов гидроагрегатов – основная причина исчерпания ресурса. По износной моде-

ли обеспечения надежности зависимость для расчета коэффициента надежности записывается в виде

$$K_n = \frac{1 - v \cdot u_\gamma(t_{cp})}{1 - v \cdot u_\gamma(t_p)}.$$

В заводской практике большее распространение получила модель износной надежности. Модель прочностной надежности реализуется для наиболее ответственных авиационных гидроагрегатов. Применение прочностной по отношению к износной модели требует в 1,4 – 2 раза большего коэффициента переработки.

Выбор режимов и продолжительности проведения испытаний на временном интервале меньшем, чем эксплуатационный, относится к наиболее трудным в рассматриваемой тематике задачам и поэтому практически не освещена в литературе [2]. При определении режимов ускоренных испытаний (УИ) для выполнения условия автомодельности [7] должна обеспечиваться эквивалентность технического состояния наиболее ответственных деталей и узлов ГА по основным разрушающим факторам (износ, усталость, старение) при форсированных испытаниях и в эксплуатации.

Процедура формирования на этой базе программы испытаний предусматривает декомпозицию ГА до уровня функциональных узлов, состояние деталей которых при испытаниях изменяется под воздействием физических процессов Π_i (износ, усталость, старение) истощения ресурса. При этом долговечность представляется как функция параметров работы ГА [8]

$$\Pi_i = f_i(p_v, \omega, T, t).$$

Идентичность состояния деталей и узлов АПМ при нормальных и ускоренных испытаниях достигается при выполнении равенства

$$f_i(p_v, \omega, T, t) = f_{iy}(p_{vy}, \omega_y, T_y, t_y),$$

где y – индекс, которым отмечены параметры УИ.

Если при УИ выполняется условие автомодельности, то коэффициент подобия (ускорения) устанавливает соотношение между временем работы в реальных условиях и при форсировании режимов

$$K_y = t / t_y.$$

УИ подвергается ряд деталей и узлов, между коэффициентами ускорения и значениями нагрузок существует функциональная зависимость

$$K_{y_j} = \varphi_j(p_v, \omega, T, p_{vy}, \omega_y, T_y), \quad j = \overline{1, k},$$

где k – количество деталей и узлов.

Вид каждой функции φ_j определяется типом элемента, его конструкцией и комплексом действующих нагрузок. Правильный выбор коэффициентов ускорения способствует существенному сокращению длительности испытаний, однако при чрезмерном форсировании соответствие между функциями f_i и f_{iy} может нарушиться. Поэтому формирование режимов УИ осуществляется при введении ограничений в виде максимальных значений параметров нагружения ГА в условиях реальной эксплуатации

$$p_y \leq p_{\max}, \quad \omega_y \leq \omega_{\max}, \quad T_y \leq T_{\max}.$$

На основании расчета режимов УИ определяются значения K_y для ряда функциональных узлов и деталей, состояние которых изменяется при воздействии совокупности физических процессов. Вычисляется математическое ожидание среднего значения коэффициента ускорения

$$\bar{K}_y = \gamma(K_{y_j}, k)$$

и среднее квадратичное отклонение

$$s = \psi(K_{y_j}, \bar{K}_y, k).$$

Анализируются полученные результаты расчетов в целях принятия таких значений параметров нагружения (p_y, ω_y, T_y) , которым будут соответствовать приемлемая длительность УИ и минимальное значение среднего квадратичного отклонения коэффициента ускорения.

Для автоматизации вычислительных работ разработан алгоритм и составлена программа расчета режимов УИ на ПЭВМ. Оптимальный выбор режимов УИ осуществляется путем перебора параметров нагружения (давление, скорость, температура) по методу покоординатного спуска. Сущность его алгоритма заключается в сведении многомерной задачи к последовательным одномерным задачам, которые решаются методами опти-

мизации функции одной переменной. Критериями эффективности выбора служит среднее значение коэффициента ускорения, а степени несоответствия выбора – среднее квадратичное отклонение. Используемый подход позволяет установить зависимость параметров нагружения от временных характеристик работы стенда и оптимизировать циклограмму УИ.

Рассмотренная методика была реализована при выборе режимов испытаний ГА, используемых в наземной и воздушной технике. Реализованный коэффициент ускорения составлял от 2 до 17. Автомоделность УИ подтверждалась идентичностью вида законов распределения времени безотказной работы ГА и основных функциональных параметров, а также идентичностью характера разрушения ряда деталей, полученного при испытаниях и эксплуатации.

Изложенная методика выбора объемов стендовых испытаний агрегатов гармонизирует требования к надежности в различных областях техники и опробована положительным 10-летним применением в заводской практике при разработке более трех десятков ГА для мобильных машин различных тематик.

Выводы

1. Для сокращения объема испытаний малоресурсных ГА разработан метод многократных циклических испытаний ограниченного количества образцов с приведением контролируемых показателей надежности к первому циклу.

2. Планирование объема стендовых испытаний на надежность ресурсных ГА предложено осуществлять с учетом коэффициента переработки, который является функцией вероятности (последствия) отказа, достоверной вероятности, ресурса, количества испытуемых образцов, среднего квадратичного отклонения или коэффициента вариаций.

3. Выбор режимов ускоренных испытаний ГА, базирующийся на принципе эквивалентности технического состояния при эксплуатации и стендовых испытаниях по основным разрушающим факторам для критичных элементов конструкции с учетом ограничений на мак-

симальные значения параметров ГА, обеспечивает при испытаниях выполнение условий автомоделности.

Литература

1. Беляев Ю.К., Богатырев В.А., Болотин В.В. Надежность технических систем: Справочник / Под ред. И.А. Ушакова.– М.: Радио и связь, 1985.– 606 с.
2. Судаков Р.С. Испытания технических систем. Выбор объемов и продолжительности.– М.: Машиностроение, 1988.– 272 с.
3. Надежность машиностроительной продукции: Практическое руководство по нормированию, подтверждению и обеспечению.– М.: Изд-во стандартов, 1990.– 328 с.
4. Статистические задачи отработки систем и таблицы для числовых расчетов показателей надежности / Р.С. Судаков, Н.А. Северцев, В.Н. Титулов, Ю.М. Чесноков / Под ред. Р.С. Судакова.– М.: Высш. шк., 1975.– 608 с.
5. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций.– М.: Машиностроение, 1990.– 448 с.
6. Горбатюк Н.В., Горбатюк Р.Н. Методика экспериментального обеспечения надежности гидроприводов // Тяжелое машиностроение.– 2000.- № 11.– С. 11-16.
7. Башта Т.М., Бабанская В.Д., Головкин Ю.С. Надежность гидравлических систем воздушных судов / Под ред. Т.М. Башты.– М.: Транспорт, 1986.– 279 с.
8. Горбатюк Н.В. Ускоренные испытания гидропередач мобильных машин: Зб. наук. праць.- Кіровоград: КДТУ, 2000.- Вип. 7.- С. 81-87.

Поступила в редакцию 20.06.03

Рецензенты: канд. техн. наук, зам. Гл. конструктора Е.В. Павлюк, ХАКБ, г. Харьков; д-р техн. наук, профессор С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

ИЗМЕРИТЕЛЬ ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ВЫХОДНЫМ СИГНАЛОМ И ЗАЩИТОЙ ОТ ПЕРЕГРУЗКИ ПО ДАВЛЕНИЮ ДЛЯ СТАЦИОНАРНЫХ СИСТЕМ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО КОНТРОЛЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ

М.В. Ткаченко, науч. сотр., А.М. Левтеров, канд. техн. наук, В.М. Семикин, науч. сотр.,

Н.П. Васильченко, вед. инж.,

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. До настоящего времени в многочисленных лабораториях и на испытательных стендах научно-исследовательских институтов, конструкторских бюро и промышленных предприятий эксплуатируется большое количество традиционных стеклянных жидкостных дифманометров. Эти доступные и сравнительно высокоточные приборы имеют существенные недостатки. Из-за отсутствия электрического выходного сигнала они не могут быть использованы в современных электронных системах автоматического контроля и регулирования экспериментальных исследований и производственных процессов, т. е. являются морально устаревшими. Визуальный способ снятия информации связан с большой вероятностью ошибок оператора, повышенной утомляемостью, существенным снижением точности измерений и т.д. Хрупкость и недостаточная прочность стекла способствуют возникновению аварийных ситуаций и, кроме того, не позволяют измерять небольшие перепады давления на фоне высоких статических давлений. Традиционные стеклянные дифманометры к тому же не защищены от перегрузок по давлению.

Таким образом, очевидна необходимость создания надежных измерительных устройств с высокими метрологическими характеристиками для замены традиционных дифманометров.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем.

Для традиционных дифманометров рабочий диапазон измеряемых перепадов давления находится в интервале 0 – 2000 мм вод.ст. (0 – 19,6 кПа). В этом диапазоне сейчас применяются в основном тензоре-

зисторные и емкостные преобразователи давления. Известны разработки емкостных преобразователей давления, выполненные такими ведущими приборостроительными фирмами, как Druck & Hauser, Furness Control Ltd и Fischer & Porter (ФРГ); Detametrics (США); Rosemount (Великобритания) и др. Общей чертой большинства датчиков с емкостными преобразователями есть то, что воспринимающими давление элементами являются мембраны, для которых характерны следующие основные недостатки: неравномерная чувствительность и нелинейность преобразования измеряемого параметра; упругое последействие; чувствительность к перегрузкам по давлению и ограниченная величина допускаемой перегрузки; необходимость контроля градуировки после прекращения действия перегрузки. Степень защиты датчиков от перегрузок по давлению, как правило, невысока и зачастую лишь в 1,25 – 2 раза превышает максимальное рабочее давление (например, приборы фирм Degussa AG, Druck Meßtechnik GmbH), а повреждение мембраны приводит датчик в негодность.

Следует отметить еще один из важных аспектов проблемы – это создание надежных и достаточно чувствительных измерительных приборов (микроманометров) для очень малых перепадов давления газов в диапазоне 0 – 50 мм вод.ст. (0 – 490 Па). Именно в этом диапазоне имеется "пробел" в номенклатуре предлагаемых фирмами приборов и ощущается острый их дефицит. Это связано с технологическими трудностями при изготовлении и эксплуатации чувствительных элементов для указанного диапазона, так как толщина мембраны должна быть порядка одного микрона.

Цель исследований. Целью исследований являлась разработка оригинального прибора с электрическим выходным сигналом и эффективной защитой от перегрузок по давлению, предназначенного для измерения постоянных или медленно изменяющихся перепадов давления газов взамен используемых в научных исследованиях и в различных технологических процессах традиционных жидкостных стеклянных дифманометров и микроманометров.

Результаты исследований. Разработанный *измеритель перепада давления газа (ИПД)* состоит из чувствительного элемента – дифференциального емкостного датчика давления, работающего по принципу жидкостного U-образного дифманометра, электронного преобразовательного блока и системы защиты от перегрузок по давлению [1, 2, 3].

Датчик давления образован двумя соединенными между собой идентичными емкостными коаксиальными датчиками уровня жидкости. В качестве манометрической жидкости используется практически неиспаряемая полиметилсилоксановая жидкость (силиконовое масло) марки ПМС-1,5Р с повышенной стабильностью физико-химических свойств в интервале температур от $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$ и со сравнительно небольшой вязкостью (всего в 1,5 раза превышает вязкость воды). Плотность ее $\sim 0,85\text{ г/см}^3$, а диэлектрическая проницаемость $\epsilon = 2,3$.

Чувствительный элемент преобразует перепад давления газа в пропорциональное изменение электрической емкости. Выходной сигнал, определяемый как разность электрических емкостей ΔC , пФ, обоих плеч датчика при разности уровней жидкости в них Δh , см, можно найти из выражения

$$\Delta C = \frac{C_0 \Delta h (\epsilon_{\text{ж}} - 1)}{l}, \quad (1)$$

где $\epsilon_{\text{ж}}$ – диэлектрическая проницаемость манометрической жидкости;

l – высота датчика, см;

C_0 – начальная емкость пустого коаксиального емкостного датчика, пФ,

$$C_0 = \frac{0,24\epsilon l}{\lg \frac{D}{d}},$$

где ϵ – диэлектрическая проницаемость среды в полости датчика;

D – внутренний диаметр наружного электрода датчика;

d – наружный диаметр внутреннего электрода.

Функциональная схема ИПД представлена на рис. 1. Плечи 1 и 2 дифференциального датчика давления включены в схему симметричного мультивибратора 3 с коллекторно-базовыми связями. С выходами мультивибратора соединены одинаковые интегрирующие RC-цепи 4, 5, электрические сигналы с которых подаются на входы дифференциального усилителя 6. Выходной сигнал усилителя обрабатывается дальше в зависимости от требуемого его характера и способа индикации: к выходу дифференциального усилителя 6 могут быть подключены цифровой индикатор перепада давления 7, усилитель напряжения 8 для получения потенциального выходного сигнала 0 – 10 В и токовый усилитель 9 с выходным сигналом 0 – 5 мА.

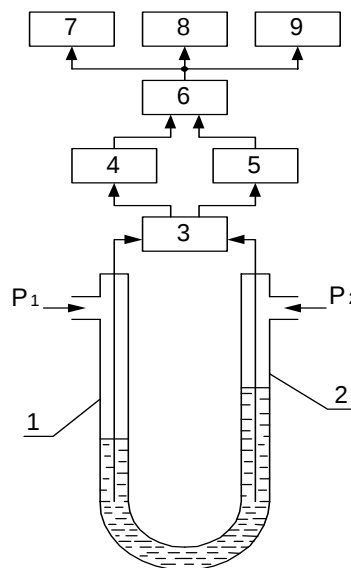


Рис. 1. Функциональная схема ИПД

В отсутствие перепада давления имеют место равновесие манометрической жидкости в датчике и состояние электрической симметрии мультивибратора, генерирующего на своих выходах сдвинутые по фазе на π радиан последовательности прямоугольных импульсов со скважностью

$$Q = \frac{T}{t_{\text{и}}} = 2,$$

где $T = 2R_6C_6\ln 2$ – период колебаний;

$t_{\text{и}} = R_6C_6\ln 2$ – длительность импульсов.

В этих выражениях R_6 и C_6 – значения соответственно сопротивления и емкости времязадающей (хронизирующей) цепи мультивибратора.

Вследствие симметрии схемы в состоянии равновесия ($\Delta P = 0$) выходные сигналы интегрирующих цепей 4, 5 одинаковы, поэтому на выходе дифференциального усилителя 6 и оконечных устройств 7, 8, 9 будет нулевое значение сигнала. При подаче неравных по величине давлений P_1 и P_2 в плечи датчика ($\Delta P \neq 0$) электрические емкости плеч изменяются в разные стороны, симметрия мультивибратора нарушается, соответственно в разные стороны изменяются длительности и скважности импульсов на его выходах и, как следствие, уровни напряжения сигнала на выходах интегрирующих цепей. В результате появляется пропорциональный приложенному перепаду давления электрический сигнал на выходных устройствах 7, 8, 9 схемы измерителя.

Учитывая (1), разность ΔC электрических емкостей плеч датчика линейно зависит от разности уровней жидкости в них Δh , т.е. от приложенного перепада давления ΔP . Благодаря дифференциальности датчика давления ИПД свойственны повышенная чувствительность во всем диапазоне измерений, а также стабильность параметров в отношении изменения условий внешней среды.

Диапазон измеряемых прибором перепадов давления определяется габаритами (высотой) емкостного датчика давления и может быть выбран любым в интервале 0 – 2000 мм вод.ст. (0 – 19,6 кПа). Модификации ИПД возможны в виде микроманометра, например в диапазоне 0 – 50, 0 – 100, 0 – 200 мм вод.ст. (0 – 1,96 кПа) с разрешающей способностью 0,1 или 0,01 мм вод.ст.

Экспериментальные исследования ИПД для диапазонов измерения 0 – 1000 мм вод.ст. (0 – 9,8 кПа) и 0 – 200 мм вод.ст. (0 – 1,96 кПа) подтвердили их ра-

ботоспособность и надежность. Получена разрешающая способность 1 мм вод.ст. и 0,1 мм вод.ст. соответственно.

Линейность преобразования измеряемого параметра обеспечивается линейностью передаточной характеристики во всех функциональных звеньях схемы (рис. 1). Датчик давления (секции 1, 2), интегрирующие цепи 4, 5, дифференциальный усилитель 6, выходные усилители напряжения 8 и тока 9, а также цифровой индикатор 7 удовлетворяют этому условию. Передаточная характеристика мультивибратора 3 линейна с достаточной точностью, если абсолютные приращения значений емкостей в его обоих плечах не превышают 5 – 10 % при максимальном значении измеряемого перепада давления. Это условие обеспечивается подключением параллельно секциям 1 и 2 балластных конденсаторов соответствующего номинала.

Относительная погрешность измерения для обоих ИПД не превысила 0,25 – 0,3 %. Результат может быть улучшен за счет обеспечения идентичности по электрической емкости секций 1 и 2 (в эксперименте разброс емкостей составил 6 – 8 %).

Сравнительные испытания ИПД и серийного прибора "Сапфир" (Россия) аналогичного назначения показали, что по ряду важных параметров (линейность характеристики, долгосрочная стабильность) разработанный прибор превосходит серийный.

С целью расширения функциональных возможностей прибор может быть оснащен дополнительным узлом сигнализации об отклонении перепада давления от заданного значения с одновременной подачей управляющего сигнала на исполнительное устройство для регулирования контролируемого параметра. Разработаны однопозиционный и двухпозиционный варианты сигнализатора, когда задаются соответственно одно или два (верхнее и нижнее) допустимые предельные значения параметра. Пределы сигнализации (регулирования) перестраиваются и индицируются непосредственно в ИПД в интервале 0 – 100 % рабочего диапазона прибора. Разрешающая способность сигнализатора – не более 0,25 мм вод.ст.

Создан вариант дистанционного ИПД, в котором частотный сигнал от автогенераторного преобразователя давления с описанным датчиком по коаксиальному кабелю передается на требуемое расстояние (до нескольких сотен метров) во вторичный блок. Емкость кабеля не влияет на результат измерения.

Разработана эффективная система защиты от плавных и импульсных перегрузок по давлению, предотвращающая выброс манометрической жидкости и разрушение датчика. Причем после прекращения действия перегрузки ИПД автоматически возвращается в исходное состояние с сохранением градуировки и продолжает работать в обычном режиме измерения перепада давления. Величина перегрузки может во много раз превышать диапазон измерения. Для ИПД с рабочим диапазоном 0 – 200 мм вод.ст. (0 – 1,96 кПа) экспериментально проверена эффективность системы защиты от перегрузок по давлению вплоть до 20 кг/см² (1,96 МПа) как в импульсном, так и плавном режимах повышения давления.

Чувствительный элемент ИПД и защитное устройство выполнены металлическими, что позволяет измерять малые (мм вод.ст.) перепады давления газа на фоне высоких статических давлений, величина которых ограничивается лишь механической прочностью конструкции датчика. Это важно, например, в системах определения расхода сжатого газа по перепаду давления на сужающем устройстве.

Перспективы дальнейших исследований. Предполагается создание специального микроманометра, который позволит проводить длительные измерения очень малых (0 – 10; 0 – 50 мм вод.ст.) перепадов давления газов с учетом изменения атмосферного давления, что весьма существенно при исследовании тонких физических или физико-химических эффектов.

Выводы.

1. Разработанный измеритель перепада давления газа, при однотипности монтажа и обслуживания с традиционными стеклянными жидкостными дифманометрами, позволяет:

- повысить точность измерения;
- упростить процедуру съема показаний за счет цифровой индикации и унифицированного электрического выходного сигнала;
- обеспечить надежность и предотвратить выброс манометрической жидкости при перегрузках по давлению;
- измерять малые перепады давления на фоне высоких (десятки атмосфер) статических давлений;
- обеспечить индикацию не только величины, но и знака разности давлений.

2. Модификации ИПД в виде микроманометра обеспечивают высокую чувствительность и надежность измерения очень малых перепадов давления газов (0 – 50 и 0 – 200 мм вод.ст.), что дает возможность заполнить эту "техническую нишу".

3. Технические характеристики ИПД и возможность дистанционного измерения перепада давления позволяют использовать его в системах автоматизированного контроля, сбора информации и управления.

Литература

1. Пат. 1800297 Россия, МКИ G 01 L 7/18. Дифманометр / М.В. Ткаченко, А.П. Кудряш, В.М. Семикин, А.А. Потапенко (Украина). – Оpubл. 07.03.93. Бюл. №9.
2. Ткаченко М.В., Кудряш А.П. Использование измерительных схем с дифференциальным емкостным датчиком давления. – Харьков; 1988. – 51 с (Препр. / НАН Украины. Ин-т пробл. Машиностроения, 300).
3. Ткаченко М.В., Кудряш А.П. Цифровой измеритель перепада давления для стендовых испытаний энергоустановок // Пробл. машиностроения. – 1992. – Вып. 37. – С. 86–89.

Поступила в редакцию 01.06.03.

Рецензенты: канд. техн. наук, нач. лаборатории П.Я. Перерва, КП ХКБД, г. Харьков; канд. техн. наук, руководитель лаборатории водородных энерготехнологий Ю.Ф. Шмалько, ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков.

МЕТОДИКА СТАТИЧЕСКОГО ТЕНЗОМЕТРИРОВАНИЯ ДИСКОВ ГТД НА РАЗГОННЫХ СТЕНДАХ С УЧЕТОМ НЕРАВНОМЕРНОГО НАГРЕВА

А.Р. Лепешкин, канд. техн. наук,

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва, Россия

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Для экспериментального определения прочности деталей ГТД и других машин наиболее широко применяется тензометрический метод исследования, основанный на использовании устанавливаемых на поверхности детали тензорезисторов. Тензометрирование необходимо для оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) деталей при эксплуатационных или специальных режимах работы. Определение НДС является важнейшим этапом решения проблем обеспечения прочности и ресурса деталей двигателей. Указанные проблемы эффективно решаются при испытаниях вращающихся деталей газотурбинных двигателей (ГТД) и других турбомашин на разгонных стендах.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Современные стендовые прочностные испытания вращающихся деталей двигателей [1 - 3], как правило, требуют одновременной регистрации деформаций, температуры, оборотов и других величин с использованием автоматизированных компьютерных систем (АКС), контактных и бесконтактных токосъемников.

На экспериментальной установке [4] была исследована погрешность, вносимая ртутными токосъемниками, при измерениях температур вращающихся дисков.

В настоящее время ртутные токосъемники являются наиболее универсальными и точными средствами передачи информации в пределах своего ресурса.

В работе [5] при тензометрировании вращающихся роторов не учитывались некоторые погрешности тензорезисторов, погрешности, вносимые в измерения токосъемником и другими элементами схемы измерения, и не оценивалась суммарная случайная погрешность измерения деформации. В работе [6]

максимальное расхождение расчетных и экспериментальных данных НДС дисков составило не более 20%.

Современные задачи тензометрии повышают требования к обеспечению достоверности определения погрешности измерения деформаций в деталях машин. Неполные данные о точности тензоизмерений искажают и обесценивают информацию о реальном НДС ответственных деталей. Поэтому в данной работе уделено особое внимание этой актуальной проблеме.

Основными документами, являющимися основой для определения характеристик тензорезисторов и погрешности измерения деформации, являются [7, 8].

В США одним из таких документов является стандарт NAS-942, принятый Американской ассоциацией авиационно-космической промышленности. Для обоснованного определения погрешности измерения деформации необходимо проведение исследований составляющих погрешности. В частности, в лаборатории авиационно-космических исследований Токийского университета [9] показано на основе проведенных исследований, что паспортные данные коэффициентов тензочувствительности, задаваемые изготовителем, должны быть скорректированы в соответствии со свойствами материала (модуль Юнга и др.), толщиной образца, типом датчика, клеем, качеством наклеивания, а также с условиями нагружения. Погрешности тензорезисторов [9] возрастают при уменьшении толщины образца, по мере смягчения материала образцов в зависимости от различия в способах нагружения, наклеивания тензорезисторов разными лицами.

Оценка погрешности измерения деформаций проволочными и фольговыми тензорезисторами

представлена в работе [8]. Методические указания [8] стандартизуют расчетный способ определения погрешности измерения статических деформаций проволочными и фольговыми тензорезисторами, размещенными на поверхности исследуемой конструкции. Однако, методические указания [8], не учитывают специфики работы тензоизмерительных систем на разгонных стендах.

Цель исследований. Целью данных исследований являлась разработка методики статического тензометрирования дисков ГТД на разгонных стендах с учетом неравномерного нагрева для повышения достоверности экспериментального определения НДС деталей двигателей.

Новым в указанной расчетно-экспериментальной методике статического тензометрирования и оценки погрешности измерения деформации вращающихся дисков на переходных режимах является учет трения вращающихся дисков о воздух в условиях вакуумирования, его влияния на нагрев дисков и тензорезисторов, расчет суммарной погрешности измерения деформации для конечного цикла нагружения, специфики стендового тензоизмерительного тракта, погрешностей токосъемника в стендовых условиях и других при автоматизации специального процесса статического тензометрирования с применением АКС. Кроме того, на последнем этапе статического тензометрирования определяются кривые деформирования дисков в зависимости от оборотов до предела текучести материала.

Выполнены конструкторские разработки, повысившие надежность соединения проводов от тензодатчиков с токосъемником.

Методика и результаты исследований.

Так как при вращении диска в разгонной камере возникает трение его поверхности об остаточный воздух, то в начальных циклах нагружения диск нагревается неравномерно по толщине и по радиусу.

Поэтому для стабилизации результатов статического тензометрирования диска проводится несколько циклов нагружения с анализом соотношения

$$\Delta \varepsilon_N(n) = \varepsilon(n)_{N-1} - \varepsilon(n)_N \rightarrow \min, \quad (1),$$

где $\varepsilon(n)$ - зависимость деформации от частоты вращения,

$\Delta \varepsilon_N(n)$ - разность деформаций циклов N и $N-1$,

$$N = 1, 2, \dots L.$$

При $\Delta \varepsilon_K(n) = \Delta \varepsilon_{\min}$ диск останавливается, $\Delta \varepsilon_{\min}$ - заданная минимальная величина. Для конечного цикла нагружения $N = L$ получаем $t_L(n)$, $\varepsilon_L(n)$ - зависимости температуры в месте наклейки тензорезистора и измеренной деформации.

Зависимость деформации от частоты вращения корректируется с учетом систематических погрешностей

$$\varepsilon(n) = \varepsilon_L(n) - \Delta \varepsilon_{\text{ТХС}}(n) - \Delta \varepsilon_{\text{ТС}}(n), \quad (2),$$

где $\Delta \varepsilon_{\text{ТХС}}(n)$ - систематическая составляющая погрешности, обусловленная температурной характеристикой тензорезистора,

$\Delta \varepsilon_{\text{ТС}}(n)$ - систематическая составляющая погрешности, обусловленная нагревом токосъемника.

Оценка суммарной случайной погрешности измерения деформации вращающегося диска вычисляется по следующей обобщенной формуле:

$$\Delta \varepsilon(n) = \pm k \cdot \sqrt{(\sum (s_{\text{ТР}}(n))^2 + (s_{\text{ТС}}(n))^2 + (s_{\text{С}}(n))^2)}, \quad (3)$$

где k - коэффициент, зависящий от заданной вероятности p и вида закона распределения погрешности (для $p = 0,95$ принимается $k = 2$),

$s_{\text{ТР}}(n)$ - среднеквадратические отклонения (СКО) составляющих погрешностей тензорезистора определяются с использованием рекомендаций [7, 8],

$s_{\text{ТС}}(n)$ - СКО составляющей погрешности токосъемника с учетом линий связи от токосъемника до тензорезистора,

$s_{\text{ТС}}(n)$ - СКО составляющей погрешности АКС с учетом линий связи от АКС до токосъемника.

Перед проведением испытаний составляющие погрешности элементов тензоизмерительного тракта

определяются в результате специальных экспериментов.

Расчет погрешности измерения деформации дисков по экспериментальным или расчетным данным реализован в виде разработанной компьютерной программы.

Результаты статического тензометрирования $\varepsilon(n) \pm \Delta\varepsilon(n)$ сравниваются с результатами расчета НДС.

Для сокращения количества измерительных каналов по температуре расчет теплового состояния диска с учетом специфики его нагрева при трении о воздух проводился с применением численных алгоритмов, приведенных в [2].

Оценка погрешности измерения деформации вращающихся дисков ГТД проводилась при испытаниях реальных и модельных дисков на разгонных стендах с использованием разработанной методики, представленной в настоящей работе, и с учетом [8] и специфики стендового тензоизмерительного тракта.

Схема тензоизмерительного тракта состоит из следующих элементов: тензорезистора (ТР), линий связи (ЛС-2) от тензорезистора до токосъемника, токосъемника (ТС), кабельных линий связи (ЛС-1) от токосъемника до АКС, автоматизированная компьютерная система (АКС).

В данной работе при испытаниях на разгонных стендах использовались АКС (Pentium-4) и ртутный токосъемник с числом контактных пар - 32.

На исследуемом диске были установлены проводочные тензорезисторы. Ниже приводятся характеристики и исследования погрешностей измерительного тракта.

Проводилось несколько испытаний для выполнения программы статического тензометрирования.

Для оценки погрешностей ртутного токосъемника дополнительно проводились их исследования на разгонном стенде в условиях циклограмм рабочих частот вращения диска и стендовых вибрациях.

Погрешности ртутных токосъемников, вносимые в измерения, зависят от качества их сборки, нагрева

секций токосъемника в результате трения и от состояния ртути в процессе испытаний.

Линии связи ЛС-2 подпаиваются к высокооборотной головке РТО-32. Тензорезисторы подключаются через ЛС-2, ТС и ЛС-1 к АКС по 3-х проводной схеме. Данная схема соединений элементов измерительного тракта снижает погрешности, вносимые изменением сопротивления ЛС-1, ЛС-2 и колец ТС.

Кроме того, необходимо учитывать, что с увеличением частоты вращения нагрев токосъемника увеличивается и соответственно увеличивается сопротивление колец ТС.

Предварительные исследования токосъемника проводились с подключением его по 2-х проводной схеме. В процессе подготовки к испытаниям выбирались секции ТС по результатам предварительных исследований, имеющие близкие характеристики, для работы в каждом измерительном канале.

Исследования погрешностей токосъемника проводились по схеме с 3-х проводным подключением к АКС на рабочих частотах вращения. На рис. 1. показаны зависимости изменения сопротивления колец ТС в зависимости от частоты вращения в одном из изме-

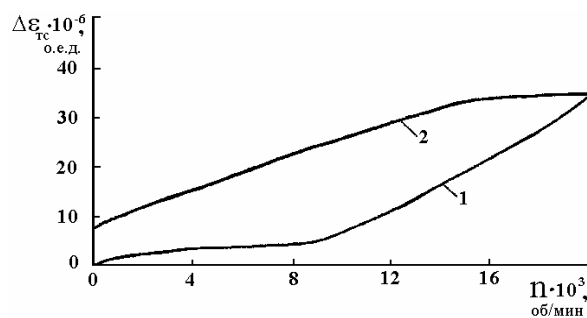


Рис. 1. Характеристики (изменения сопротивления) колец ртутного токосъемника при 3-х проводном его подключении:

- 1 - прямая характеристика при разгоне,
- 2 - обратная характеристика при торможении

рительных каналов.

Результаты исследований погрешностей накапливались на АКС. В частности, по накопленной экспериментальной статистике исследуемого токосъемника были построены функции плотности веро-

ятностей случайных изменений сопротивления колец ТС для разных диапазонов частот вращения.

Из анализа полученной статистики следует, что диапазон изменения случайных погрешностей секций ТС увеличивается с увеличением оборотов, но форма гистограммы, близкая к нормальному закону, почти не меняется. Среднее квадратическое отклонение изменения сопротивления токосъемника не превышало $(15 \div 20) \cdot 10^{-6}$ о.е.д.

Экспериментальные исследования проволоочных тензорезисторов из той партии, которые были наклеены на диск, проводились в соответствии с [7].

В соответствии с разработанной методикой проводилось циклическое нагружение исследуемого диска ГТД. Для стабилизации показаний статического тензометрирования диска потребовалось сделать 3 цикла нагружения и соответственно обеспечить условие (1). В качестве иллюстрации указанного процесса кривые изменения деформации (в точке измерения), температуры поверхности ободной части диска и частоты вращения показаны на рис. 2.

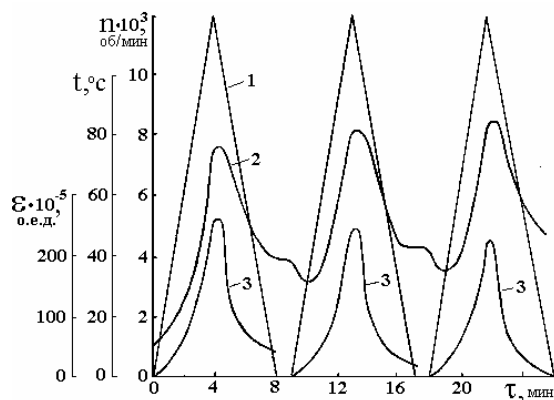


Рис. 2. Циклограммы изменения частоты вращения (1) диска, температуры (2) и окружной деформации (3) в ободной части диска при статическом тензометрировании

Из рис. 2 видно, что изменение температуры (разность между температурой в конце и начале цикла) диска в 3-ем цикле нагружения также стабилизировалось, т.е. произошло выравнивание температуры по толщине диска.

Перейдем к расчету величин, необходимых для оценки погрешности измерения деформации для цикла нагружения $L=3$. Систематическая составляющая погрешности, обусловленная ТХС тензорезистора $\Delta \epsilon_{\text{ТХС}}(t)$, пересчитывается на условия испытаний и принимает вид $\Delta \epsilon_{\text{ТХС}}(n)$.

Скорректированное значение деформации в зависимости от частоты вращения с учетом систематических составляющих погрешности находят по формуле (2). СКО составляющих погрешностей тензорезистора определяются в соответствии с [7] по следующим формулам: СКО составляющей погрешности, обусловленное чувствительностью тензорезистора

$$s_{\text{тр}}^{\text{К}}(n) = (s_{\text{К}} / K_{\text{тр}}) \cdot \epsilon(n), \quad (4)$$

где $s_{\text{К}}$ - СКО составляющей погрешности, обусловленное чувствительностью тензорезистора,

$K_{\text{тр}}$ - коэффициент чувствительности тензорезистора, СКО - составляющей погрешности, обусловленное поперечной чувствительностью тензорезистора:

$$s_{\text{тр}}^{\text{ПК}}(n) = 0,008 \cdot K_{\text{П}} \cdot \epsilon(n), \quad (5)$$

где $K_{\text{П}}$ - коэффициент поперечной чувствительности тензорезистора,

- СКО составляющей погрешности, обусловленное ТХС тензорезистора

$$s_{\text{тр}}^{\text{ТХС}}(n) = s_{\text{тр}}^{\text{М}} \cdot [t(n_{\text{max}}) - t_{\text{нц}}] / (t_{\text{м}} - t_0) \quad (6)$$

где $s_{\text{тр}}^{\text{М}}$ - СКО ТХС тензорезистора при максимальной температуре,

$t(n_{\text{max}})$ - максимальная температура диска в цикле L ,

$t_{\text{нц}}$ - температура диска в начале цикла L ,

$t_{\text{м}}$ - максимальная температура, при которой снижались ТХС.

t_0 - температура диска при нормальных условиях перед испытаниями.

Оценка суммарной случайной погрешности измерения деформации диска определялась на переходных

режимах для 3-го цикла нагружения по формуле (3) с использованием компьютерной программы для каждой частоты вращения. Количественные расчеты погрешности измерения деформации для условий статического тензометрирования по результатам испытаний позволили выявить, что максимальная случайная погрешность измерения деформации равна $6\div 7\%$. На рис. 3 и рис. 4 показаны экспериментальные и расчетные данные напряженно-деформированного состояния диска.

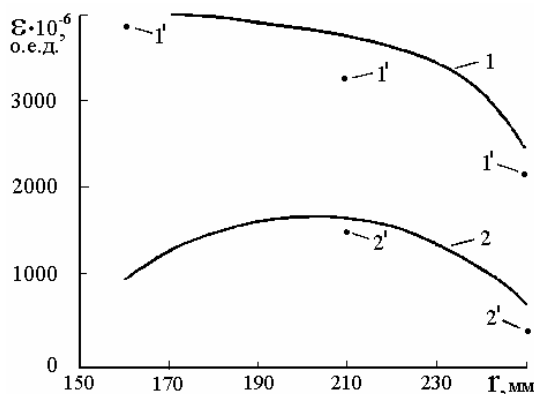


Рис. 3. Распределения деформаций в диске ГТД:

1 – расчетные окружные деформации,
2 – расчетные радиальные деформации,
1' и 2' – экспериментальные точки

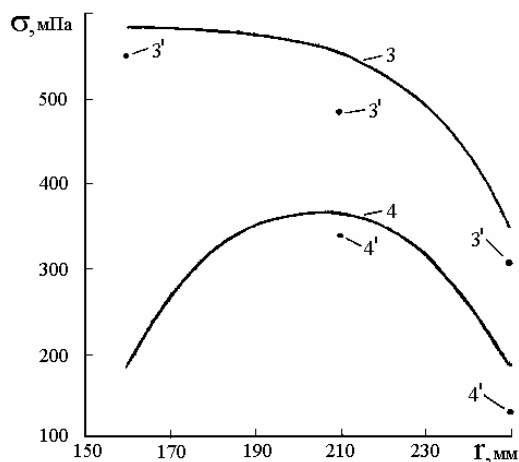


Рис. 4. Распределения напряжений в диске ГТД:

3 – расчетные окружные напряжения,
4 – расчетные радиальные напряжения,
3' и 4' – экспериментальные точки

Расчет был сделан с применением МКЭ. Максимальное расхождение между расчетными и экспериментальными данными составляет 13%.

Такое расхождение объясняется погрешностью расчета НДС, частично погрешностью измерения деформации, нестабильной работой токосъемника в некоторые моменты времени и влиянием качества наклеивания тензорезисторов. Если осреднить разности между экспериментальными и расчетными данными НДС (рис. 3, рис. 4), то получим величину расхождения $7\div 8\%$.

Выводы

Разработана методика статического тензометрирования дисков ГТД на разгонных стендах с учетом неравномерного нагрева.

Получены результаты по экспериментальному и расчетному определению НДС от воздействия центробежных сил натурных и модельных дисков и рабочих колес ГТД с учетом влияния их неравномерного нагрева при трении о воздух.

Проведены экспериментальные исследования погрешностей токосъемников и других составляющих погрешности измерения деформации на разгонных стендах.

Для стабилизации показаний статического тензометрирования при испытании натурных дисков ГТД требуется не менее 3-х циклов нагружения при линейном изменении частоты вращения.

Определены кривые деформирования диска в зависимости от оборотов до предела текучести материала.

Перспективы дальнейших исследований. Разработанную методику можно также применить для статического тензометрирования дисков разных типов турбомашин.

Одним из направлений дальнейших исследований является разработка специальной экспериментальной методики определения термонапряжений вращающихся дисков ГТД при статическом тензометрировании с учетом их нагрева при трении о воздух в разгонных камерах.

Литература

1. Лепешкин А.Р., Безносенкова В.Н. Циклические испытания дисков ГТД на разгонном стенде с использованием индукционного нагрева // *Авиационно-космическая техника и технология*: Сб. науч. тр.– Харьков: ХАИ, 2000.– Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки.– С. 456-460.

2. Лепешкин А.Р., Безносенкова В.Н. Моделирование нестационарного теплового и термонапряженного состояния дисков и рабочих колес ГТД на разгонном стенде с использованием индукционного нагрева при неизотермических циклических испытаниях // *Авиационно-космическая техника и технология*: Сб. науч. тр.– Харьков: ХАИ, 2001.–Вып. 23. Двигатели и энергоустановки.– С. 144-146.

3. Лепешкин А.Р. Индукторы для нагрева дисков ГТД при испытаниях на разгонных стендах // *Авиационно-космическая техника и технология*: Сб. науч. тр.– Харьков: ХАИ, 2002.– Вып. 34. Двигатели и энергоустановки.– С. 163-165.

4. Френкель А.Г., Абросимов В.Н. Измерение температур ротора ТВД двухкаскадного газогенератора // *Экспериментальные методы термпрочности и диагностика ГТД*: Сб. науч. тр.– Харьков: ХАИ, 1986.– С. 112-115.

5. Анфилофьев А.В., Сергеев Н.К., Беляев А.Е. Исследование напряженно-деформированного состояния вращающихся дисков и клювообразных роторов способом электротензометрирования // *Пробле*

мы прочности.– 1975.– № 3.– С. 90-94.

6. Демьянушко И.В., Беляев Б.А., Шарипов Р.А. Расчет на прочность рабочих колес центробежных вентиляторов пневмомеханических систем // *Машиностроение*, 1988.– № 3.– С. 67-70.

7. ГОСТ 21616-76. Тензорезисторы. Общие технические условия.

8. Поляков А.Л., Могильный Б.В., Клокова Н.П. Новый нормативно - технический документ, регламентирующий оценку погрешности измерения деформаций проволочными и фольговыми тензорезисторами // *Измер. техника*. 1987.– № 8.– С. 36-37.

9. Итида К. К вопросу о достоверности измерений проволочными тензодатчиками // *Журнал: Нихон кону ую гаккайси*.– 1972.– Т. 20, № 1.– С. 16-21.

Поступила в редакцию 07.05.03

Рецензент: канд. техн. наук, доцент Ю.А. Гусев, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТЕЙ КОСВЕННЫХ ИЗМЕРЕНИЙ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Г.С. Ранченко, канд. техн. наук, А.Г. Буряченко, Д.И. Волков,

КБ «Элемент», г. Одесса, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Постоянное повышение требований к уровню автоматизации и качеству испытаний газотурбинных двигателей (ГТД) обусловило поиск новых методов проверки параметров автоматизированных систем управления технологическим процессом (АСУ ТП) испытаний ГТД. Такие методы должны обладать следующими обязательными качествами:

- обеспечивать полноту и объективность получения информации,
- требовать минимум трудозатрат персонала при проведении исследований,
- максимально сокращать время проведения исследований,
- решать задачу исследований широкого круга объектов при оперативной реконфигурации.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Современные требования к метрологическому обеспечению АСУ ТП испытаний ГТД [1] предполагают проведение экспериментальных исследований, направленных на определение метрологических характеристик измерительных каналов АСУ. Причем, если методика исследований каналов, предназначенных для проведения прямых измерений, подробно изложена в отраслевом стандарте [2], давно и широко применяется при аттестации АСУ ТП испытаний ГТД, то отраслевой документ, регламентирующий исследования каналов, обеспечивающих косвенные измерения, на сегодняшний день отсутствует. Оценка погрешностей косвенных измерений при испытаниях ГТД до сих пор проводится преимущественно расчетными методами в соответствии с [3]. Единственным в Украине нормативным документом, освещающим общие вопросы методики таких исследований, явля-

ются Рекомендации, утвержденные Госстандартом в декабре 1998 г. [4].

Канал, предназначенный для косвенных измерений рис. 1, состоит из ряда каналов прямых измерений (далее – измерительных компонентов), результаты которых необходимы для расчета значения искомой величины, и вычислительного компонента, обеспечивающего расчет. Погрешность каждого конкретного результата косвенных измерений определяется погрешностями прямых измерений, видом функции $Y = F(X_1, X_2, \dots, X_n)$ и сочетанием значений $X_1, X_2, \dots, X_n$. Метод определения характеристик погрешности такого канала, предложенный в Рекомендациях [4], «основан на моделировании электрических сигналов измерительных компонентов, поступающих в вычислительный компонент».

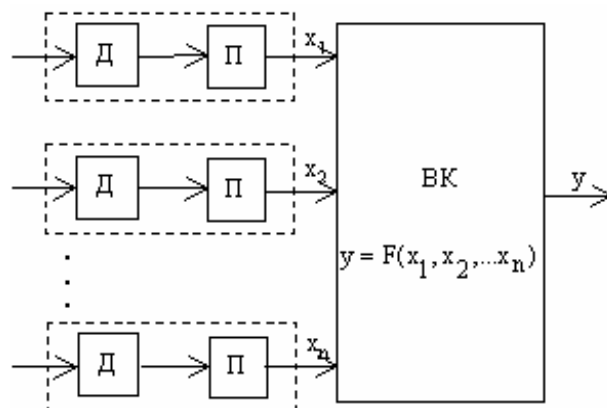


Рис. 1. Структура измерительного канала для косвенных измерений:

Д – датчик;
П – преобразователь сигнала;
ВК – вычислительный компонент

Результаты исследований. Указанные Рекомендации реализованы КБ «Элемент» при создании автоматизированной системы сбора и обработки данных,

предназначенной для испытаний двигателя ВК-1500 (АССОД-ВК), а затем при создании программно-технического комплекса АСУ ТП испытаний вертолетных двигателей малой размерности (ПТК ВДМР), для чего разработана и включена в состав программного обеспечения специальная программа, обеспечивающая проведение эксперимента и обработку результатов. С помощью разработанной программы бы-

ли проведены исследования ряда измерительных каналов АССОД-ВК и ПТК ВДМР.

Схема проведения исследований, реализованная в разработанной программе, показана на рис. 2. При проведении исследований на вход вычислительного компонента вместо измерительных компонентов подключается программный имитатор.

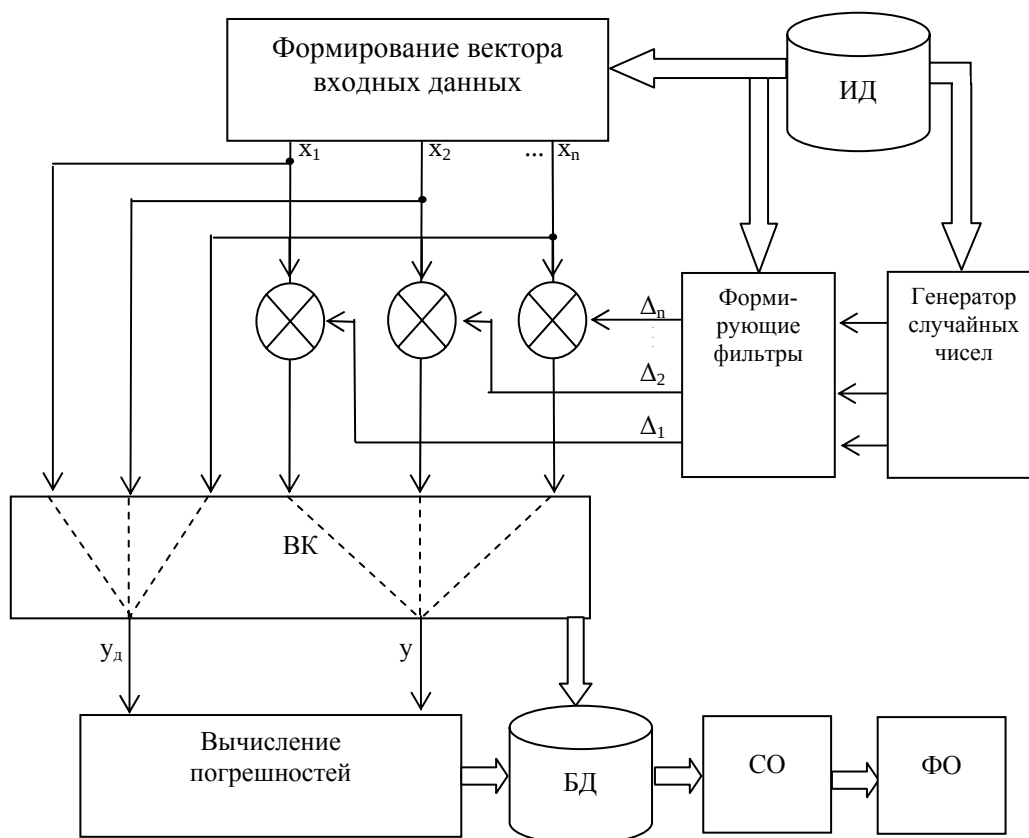


Рис. 2. Схема проведения исследований:

ИД – исходные данные о диапазонах изменения и характеристиках погрешностей результатов прямых измерений;

ВК – вычислительный компонент;

БД – база данных;

СО – статистическая обработка;

ФО – формирование отчета

Эксперимент заключается в том, что с помощью генератора случайных чисел в соответствии с исходными данными о диапазонах изменения результатов прямых измерений и характеристиках их погрешностей моделируются наборы значений входных (для вычислительного компонента) величин, реализуемые при испытаниях двигателя. Результаты расчетов, вы-

полненных вычислительным компонентом для каждого набора, есть результаты косвенных измерений, в которых присутствует погрешность, обусловленная погрешностями прямых измерений. Поскольку генератор случайных чисел формирует ряд значений каждой из входных величин вокруг некоторой наперед заданной точки – действительного значения (значения

«без погрешности»), то действительное значение результата косвенного измерения для каждой комбинации известно, что позволяет вычислить погрешность каждого из полученных результатов. При достижении заданного объема выборки проводится дальнейшая статистическая обработка.

Важными условиями получения полных и объективных данных являются:

- знание законов распределения погрешностей результатов прямых измерений,
- наличие сведений о наиболее вероятных сочетаниях значений входных величин.

Необходимость учета законов распределения подчеркивается в Рекомендациях [4], и такой учет обеспечен в разработанной программе – последовательность значений погрешности каждого прямого измерения получают от стандартного генератора случайных чисел через специальный фильтр, который формирует заданный в исходных данных каждого измерительного компонента закон распределения.

Что касается второго условия – выбора сочетания значений входных величин, – то по понятным причинам указания о выборе экспериментальных точек в [4] даны в наиболее общем виде: «.. осуществляют... на основании информации об измерительных компонентах, о виде и свойствах функции преобразования». Между тем, фактор этот настолько важен для дальнейшей интерпретации результатов исследований, что уместно проиллюстрировать его следующим примером. Для расчета параметра «мощность двигателя по ИКМ приведенная» при разработке ПТК-ВДМР была задана формула:

$$N_{\text{дв.икм.пр}} = K \frac{P_{\text{икм}} \cdot n_{\text{ст}}}{P_{\text{вх}}} \sqrt{\frac{288,15}{\frac{1}{3}(T_{\text{вх1}} + T_{\text{вх2}} + T_{\text{вх3}})}} \quad (1)$$

где $K=\text{const}$ – коэффициент, зависящий от размерности;

$P_{\text{икм}}, n_{\text{ст}}, P_{\text{вх}}, T_{\text{вх1}}, T_{\text{вх2}}, T_{\text{вх3}}$ – величины, подлежащие прямым измерениям, характеристики которых приведены в табл. 1.

Таблица 1

Обозначение и размерность	Диапазон измерения	Пределы допускаемой погрешности
$P_{\text{икм}}, \text{кгс/см}^2$	0,5...10	$\pm 0,5\% \text{ ВП}$
$n_{\text{ст}}, \text{об/мин}$	450...49000	$\pm 0,15\% \text{ ИЗ}$
$P_{\text{вх}}, \text{кгс/см}^2$	1,020... 1,050	$\pm 0,05\% \text{ ВП}$
$T_{\text{вх1}}, \text{К}$	233,15... 323,15	$\pm 1,6 \text{ К}$
$T_{\text{вх2}}, \text{К}$	233,15... 323,15	$\pm 1,6 \text{ К}$
$T_{\text{вх3}}, \text{К}$	233,15... 323,15	$\pm 1,6 \text{ К}$

Предельно достижимая относительная погрешность результата $\delta_{\text{прN}}$ при заданном соотношении (1) может быть вычислена для каждой точки по формуле:

$$\delta_{\text{пр.N}} = \delta_{\text{пр.P}_{\text{икм}}} + \delta_{\text{пр.n}_{\text{ст}}} + \delta_{\text{пр.P}_{\text{вх}}} + \delta_{\text{пр.T}} / 2, \quad (2)$$

где $\delta_{\text{пр.P}_{\text{икм}}}, \delta_{\text{пр.n}_{\text{ст}}} \dots$ – предельно достижимые относительные погрешности результатов прямых измерений.

Теперь, если в формулу (1) поочередно подставить два сочетания значений $P_{\text{икм}}$ и $n_{\text{ст}}$, приведенные в табл. 2, сохраняя неизменными значения $P_{\text{вх}}, T_{\text{вх1}}, T_{\text{вх2}}, T_{\text{вх3}}$, то совершенно очевидно, что получим два одинаковых значения $N_{\text{дв.икм.пр}}$, но при этом значение предельно достижимой погрешности согласно (2) будет равно:

- в первом случае примерно 11 % ИЗ,
- во втором – 1,5 % ИЗ.

Приведенный пример ярко иллюстрирует отсутствие однозначной зависимости между значением

Таблица 2

Параметр	1-й вариант		2-й вариант	
	Значение	Погрешность	Значение	Погрешность
$P_{\text{икм}}, \text{кгс/см}^2$	0,5	10 %ИЗ	10	0,5% ИЗ
$n_{\text{ст}}, \text{об/мин}$	20000	0,15 %ИЗ	1000	0,15% ИЗ
$P_{\text{икм}} \cdot n_{\text{ст}}$	10000	10,15 %ИЗ	10000	0,65% ИЗ

результата косвенного измерения и его погрешностью (в то время, как при прямых измерениях такая зави-

симось всегда определена). Это обстоятельство делает особо актуальной задачу оценки погрешности каждого полученного при проведении косвенных измерений результата с учетом исходного набора данных, поскольку если известен только результат, то, даже зная характеристики канала, далеко не всегда можно сказать, в каких границах лежит погрешность.

В связи с этим после создания и опробования первой версии программы, в которой предусматривается анализ десяти сочетаний значений входных величин, задаваемых метрологом-экспериментатором, программа была модифицирована. Вторая версия программы обеспечивает разбивку диапазонов изменения входных величин на N интервалов и автоматический перебор всех вариантов сочетаний при заданном числе точек ($N + 1$) для каждой величины с дальнейшей автоматической сортировкой результатов и представлением экспериментатору всей необходимой для анализа информации в упорядоченном виде. Программа предоставляет экспериментатору возможность оперативного редактирования вида исследуемых функциональных зависимостей и характеристик результатов прямых измерений, служащих входными данными.

Перспективы дальнейших исследований. Проведенные с помощью разработанной программы исследования подтвердили перспективность как самого метода, так и разработанного КБ «Элемент» специального программного обеспечения для его реализации. Разработанное программное обеспечение позволяет быстро и эффективно провести исследования для любой заданной функции $Y = F(X_1, X_2, \dots, X_n)$. Дальнейшие перспективы заключаются в совершенствовании программного обеспечения в целях повышения удобства в использовании.

Выводы. Разработка и опробование специального программного обеспечения является одним из первых шагов на пути внедрения метода определения характеристик погрешности косвенных измерений, выпол-

няемых измерительными каналами АСУ ТП испытаний ГТД, который основан на моделировании электрических сигналов измерительных компонентов, поступающих в вычислительный компонент. После совершенствования программного обеспечения этот метод безусловно найдет широкое применение в области создания таких АСУ.

Литература

1. ДСТУ 2709-94 Метрология. Автоматизированные системы управления технологическими процессами. Метрологическое обеспечение. Основные положения.
2. ОСТ 1 00487-83 Метрологическое обеспечение испытаний газотурбинных двигателей. Метрологическая аттестация измерительных каналов информационно-измерительных систем.
3. МИ 2083-90 ГСИ Рекомендация. Измерения косвенные. Определение результатов измерений и оценивание их погрешностей.
4. Р 50-076-98 Метрология. Измерительные информационные системы и автоматизированные системы управления технологическими процессами. Методика определения характеристик погрешности измерительных каналов, в состав которых входит вычислительный компонент.

Поступила в редакцию 02.06.03

Рецензенты: ученый секретарь научно-технического совета Н.П. Волошина, КБ «Элемент», г. Одесса; д-р техн. наук, профессор Л.В. Коломиец, директор ОНПУ, г. Одесса.

ОПТИМАЛЬНАЯ ОЦЕНКА КООРДИНАТ СОСТОЯНИЯ В САУ РАСХОДОМ ТОПЛИВА АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Г.С. Ранченко, канд. техн. наук,

В.Ф. Миргород, канд. техн. наук,

КБ «Элемент», г. Одесса, Украина

Общая постановка. Для получения приемлемых качественных характеристик САУ различного назначения, применяемых в авиационной технике, реализуемые регуляторы должны использовать информацию о всех координатах состояния, характеризующих динамику объекта. При отсутствии возможностей непосредственно получить такую информацию с помощью датчиков возникает задача управления по выходной переменной САУ, решение которой, как известно [1,2], достигается построением устройства оценки состояния (наблюдателя), включаемого в обратную связь САУ. Если система функционирует в условиях шумов измерений и стохастических возмущающих воздействий, такое устройство имеет структуру и параметры фильтра Калмана, обеспечивающую оптимальную, в смысле СКО, оценку состояния объекта регулирования. К указанному классу задач относится задача синтеза системы управления расходом топлива в ГТД через насос-дозатор (НД) с непосредственным приводом дозирующего элемента от электромеханического преобразователя, поскольку измеряемой координатой является только угол поворота рабочего органа, а динамика НД описывается уравнениями 2 - 3 порядка.

Таким образом, возникает необходимость оценки неизмеряемых координат: скорости и, возможно, тока в обмотке управления для использования этих переменных состояния в цифровом регуляторе двигателя (РДЦ-450) и повышения тем самым качественных характеристик САУ расходом топлива (САУРТ).

Обзор публикаций. Известные математические модели НД, обоснованные в [3, 4], имеют второй порядок, а с учетом динамики входной цепи – третий.

Таким образом, представляется необходимой оценка скорости перемещения объекта, а в том случае, если инерционностью входной цепи нельзя пренебречь, то и тока в обмотке. В РДЦ-450 уже используется цифровая коррекция по скорости, в качестве которой принимается формируемый сигнал первой разности отсчетов угла, что является достаточно грубым приближением и не учитывает в полной мере реальную динамику объекта. Учитывая дискретный характер съема данных, необходимо предусмотреть вариант цифровой реализации устройства оценки состояния.

Кроме того, поскольку согласно [4] САУРТ функционирует в условиях воздействия возмущающего момента стохастического характера, необходимо решить задачу оптимальной фильтрации получаемых оценок.

Цель исследования. Целью исследований является синтез структуры и параметров устройства оценки состояния САУРТ, в том числе в цифровой реализации, с учетом необходимости оптимизации его параметров по различным критериям.

Результаты исследования. Модели объекта [3] в линейном приближении соответствует линейный наблюдатель, который описывается уравнениями состояния:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\hat{\omega}}{dt} &= \hat{\omega} + k_1(\alpha - \hat{\alpha}), \\ I \frac{d\hat{\omega}}{dt} &= -k_v \hat{\omega} + k_1 i + I k_2(\alpha - \hat{\alpha}), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $\hat{\alpha}, \hat{\omega}$ – оценки координат состояния (выходы наблюдателя);

α – выходная координата объекта (угол поворота), измеряемая датчиком угла (первый вход наблюдателя);

i – ток в обмотке управления (второй вход наблюдателя),

I, k_v, k_i – параметры НД: момент инерции, коэффициенты вязкого трения и управляющего момента соответственно;

k_1, k_2 – параметры наблюдателя, подлежащие оп-
ределению,

и имеет структуру, изображенную на рис. 1.

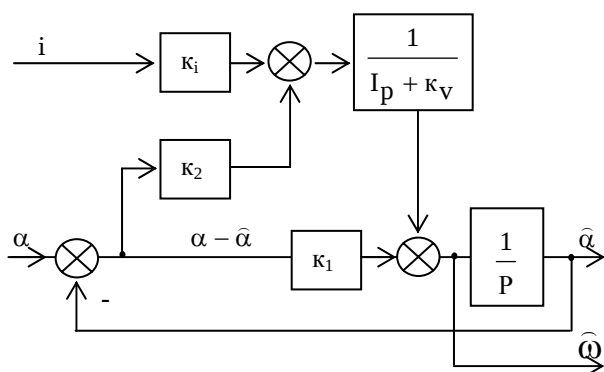


Рис. 1. Структурная схема наблюдателя состояния

Апериодический наблюдатель синтезируется по заданному времени восстановления t_b , которое должно быть во много раз меньше времени переходных процессов t_n в САУ. Для такого наблюдателя корни характеристического уравнения (1) должны быть действительными и равными:

$$\left. \begin{aligned} |\lambda| = |\lambda_1| = |\lambda_2| &= (k_1 + k_v/I)/2 \approx 3/t_b, \\ [(k_1 + k_v/I)/2]^2 &= k_1 k_v/I + k_2. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Система линейных алгебраических уравнений (2) позволяет определить параметры наблюдателя координат состояния, оптимального по виду переходных процессов в нем. Собственно оценке подлежит только компонента скорости и передаточные функции наблюдателя как звена в обратной связи САУ имеют вид:

$$W_{H\alpha}(p) = \frac{k_1 \tau_\phi^2 p + 1}{(\tau_\phi p + 1)^2}, W_{H\omega}(p) = p W_{H\alpha}(p), \quad (3)$$

где $\tau_\phi = 1/|\lambda|$ – постоянная времени фильтра.

Как следует из (3) и анализа ЛАЧХ такого фильтра, его структура и параметры весьма специфичны: числитель компенсирует неидеальность ЛАЧХ и результирующая характеристики имеет практически равномерный характер в полосе $(0 \dots \omega_c)$, где $\omega_c = 2\pi/\tau_\phi$.

Полученная на выходе наблюдателя компонента оценки скорости может быть использована для формирования Д-компоненты в РДЦ-450.

Если в модели объекта учесть возмущающее воздействие, то согласно [3, 4] уравнения состояния приобретают вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\alpha}{dt} &= \omega, \\ I \frac{d\omega}{dt} &= -k_v \omega + k_i i + M_b, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

а уравнение выхода имеет вид:

$$\alpha_u = \alpha + v, \quad (5)$$

где M_b – возмущающий момент;

v – шум измерений;

α_u – измеряемое значение угла.

Для возмущающего воздействия и шума измерений примем, что они представляют собой реализации широкополосных гауссовых стационарных случайных процессов с известными дисперсиями

$$\begin{aligned} d_1 &= \sigma_M^2, \\ d_2 &= \sigma_\alpha^2. \end{aligned}$$

Что касается шумов измерения, определяемых в основном шумом квантования по уровню, это предположение достаточно обосновано, а относительно возмущающего воздействия лишь частично справедливо, так как, судя по реализации угла, полученного в эксперименте в режиме $i=0$, возмущающий момент действительно имеет ширину спектра, существенно превышающую полосу пропускания системы, однако гипотеза стационарности на больших интервалах времени не выполняется. Однако на интервалах времени, соответствующих времени переходных процессов в САУ, а тем более в наблюдателе возмущающее воздействие может полагаться стационарным.

Для дисперсий (СКО) примем оценки: по возмущающему моменту целесообразно принять ее в виде момента трения движения, что подтверждается данными эксперимента:

$$\sigma_m \approx M_{\text{тр}},$$

а по шуму квантования – оценку, определяемую разрядностью N АЦП и динамическим диапазоном регулирования:

$$\sigma_\alpha \sim (\alpha_{\max} - \alpha_{\min}) / 2^N.$$

Структура и уравнения оптимального наблюдателя не отличаются от приведенных выше, а его параметры определяются решением

$$\text{col}(\mathbf{k}_1^* \mathbf{k}_2^*) = \mathbf{P} \mathbf{C}^T / D_2,$$

где $\mathbf{P}$ – матрица дисперсий, являющаяся решением уравнения Риккати:

$$\mathbf{A} \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A}^T + \mathbf{V}_1 - \mathbf{P} \mathbf{C} \mathbf{C}^T \mathbf{P} / D_2 = 0, \quad (7)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & t \\ 0 & \kappa_v / I \end{bmatrix}, \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{V}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & D_1 \end{bmatrix},$$

$$D_1 = d_1 / I; D_2 = d_2.$$

Для искоемых коэффициентов наблюдателя (6) матричное уравнение Риккати (7) сводится к системе нелинейных алгебраических уравнений:

$$\left. \begin{aligned} 2\kappa_2^* &= (\kappa_1^*)^2, \\ (\kappa_1^*)^2 (\kappa_1^* + 2\kappa_v / I)^2 &= 4D_1 / D_2. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Таким образом, оптимальные значения параметров наблюдателя зависят только от отношения дисперсий возмущающего воздействия и шума измерений и определяются численным решением системы (8). Система (8) решена по итеративному алгоритму с использованием в качестве начального приближения параметров наблюдателя, соответствующих (3). Установлено, что для САУРТ коэффициенты κ_1 , полученные согласно (2) и (8), имеют несущественные различия, в то время как коэффициенты κ_2 отличаются значительно – примерно в два раза, что приводит к некоторому искажению вида переходных процессов в оптималь-

ном по СКО наблюдателе при том же времени восстановления. Заметим, что отличительной особенностью наблюдателя по минимуму СКО является тот факт, что его выходами уже должны быть две координаты, оценки которых оптимальны. Действительно, если в детерминированном случае оценке подлежат только координаты, недоступные прямому измерению, то есть угловая скорость, то в стохастическом варианте наблюдатель дает возможность получить сглаженные оценки обеих координат.

Для цифровой реализации могут быть использованы передаточные функции (3) с последующим синтезом фильтра по аналоговому прототипу либо непосредственно уравнения состояния дискретной системы:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{k+1} &= \alpha_k + a_{12} \omega_k + b_1 i_k, \\ \omega_{k+1} &= a_{22} \omega_k + b_2 i_k, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где

$$a_{12} = \tau(1-d); a_{22} = d; \ell_1 = \kappa_0(T - \tau + \tau d),$$

$$b_2 = \kappa_0(1-d); d = e^{-\tau/\tau}; \tau = I/\kappa_v; \kappa_0 = \kappa_i/\kappa_v.$$

Здесь T – период дискретизации.

Уравнение цифрового наблюдателя соответственно имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \bar{\alpha}_{\text{KM}} &= \bar{\alpha}_k + a_{12} \bar{\omega}_k + b_1 i_k + \kappa_1 (\alpha_k - \bar{\alpha}_k), \\ \bar{\omega}_{\text{KM}} &= a_{22} \bar{\omega}_k + b_2 i_k + \kappa_2 (\alpha_k - \bar{\alpha}_k). \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Для апериодического цифрового наблюдателя корни характеристического уравнения (10) должны быть нулевыми: $\lambda_1 = \lambda_2 = 0$, что может быть обеспечено следующим выбором коэффициентов наблюдателя:

$$\left. \begin{aligned} \kappa_1 &= 1 + a_{22}, \\ \kappa_2 &= a_{22}^2 / a_{12}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Апериодический наблюдатель имеет время восстановления, равное теоретическому пределу, в данном случае два дискрета дискретизации

$$t_b = 2T.$$

Оптимальный наблюдатель имеет ту же структуру (10), а его параметры определяются по методике синтеза дискретного фильтра Калмана [2].

Цифровая реализация наблюдателя может выполняться в виде (10) либо в виде следующих рекуррентных соотношений:

$$\left. \begin{aligned} \bar{\alpha}_{k+2} &= (1 + a_{22})\bar{\alpha}_{k+1} - a_{22}\bar{\alpha}_k + \\ &+ (a_{12}b_2 - a_{22}b_1)i_k + b_1i_{k+1} + \\ &+ (k_2a_{12} - k_1a_{22})(\alpha_k - \bar{\alpha}_k) + \\ &+ k_1(\alpha_{k+1} - \bar{\alpha}_{k+1}), \\ \bar{\omega}_k &= a_{12}^{-1}[\bar{\alpha}_{k+1} - \bar{\alpha}_k - b_1i_k - k_1(\alpha_k - \bar{\alpha}_k)] \end{aligned} \right\} (12)$$

Перспективы. Полученные уравнения оценки состояния имеют открытую форму, поскольку в них входит ток управления, задаваемый произвольным образом. Поэтому такие уравнения целесообразно использовать при исследованиях динамики объекта с применением тестовых сигналов. При выборе закона управления в функции координат состояния уравнения (1) либо (10), (12) существенно упрощаются и приобретают вид программно реализуемых рекуррентных процедур, а наблюдатель соответствует аналоговому либо цифровому фильтру в обратной связи САУРТ. Дальнейшие исследования целесообразно направить на учет в наблюдателе нелинейной динамики объекта, и в случае установленного влияния инерционности входной цепи – на построение наблюдателя дополнительных координат состояния.

Выводы. Улучшение качественных характеристик регулирования расхода топлива в условиях неполной информации о координатах состояния САУ может быть достигнуто путем использования методов оптимальной оценки неизмеряемых координат объекта регулирования. Оптимальный наблюдатель координат состояния представляет собой специализированный фильтр в обратной связи САУРТ, реализуемый аппаратным либо программным способом и обеспечивающий выдачу данных о сглаженных оценках угла

поворота рабочего органа НД и угловой скорости его перемещения в РДЦ-450.

Литература

1. Льюнг Л. Идентификация систем. Теория для пользователя / Пер. с англ.: Под ред. Я.З. Цыпкина. – М.: Наука, 1991. – 432 с.
2. Куо Б. Теория и проектирование цифровых систем управления / Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
3. Параметрическая и структурная идентификация объекта в контуре управления расходом топлива методами активного и пассивного эксперимента / В.И. Колесников, В.А. Седристый, Г.С. Ранченко, Н.Д. Голубев, Д.И. Волков // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр. – Харьков: ХАИ, 2002. – Вып. 31. Двигатели и энергоустановки. – С. 228-231.
4. Цифровое регулирование расхода топлива в системе с существенной нелинейностью типа «сухое трение» / В.И. Колесников, В.А. Седристый, Г.С. Ранченко, Н.Д. Голубев, Д.И. Волков // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр. – Харьков: ХАИ, 2002. – Вып. 30. Двигатели и энергоустановки. – С. 191-194.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: ученый секретарь научно-технического совета Н.П. Волошина, КБ «Элемент», г. Одесса; канд. техн. наук, доц. С.Г. Антошук, ОНПУ, г. Одесса.

РАЗРАБОТКА ТРЕБОВАНИЙ К ПРИБОРУ КОНТРОЛЯ СОДЕРЖАНИЯ ВОДЫ В ТОПЛИВАХ ВОЗДУШНЫХ СУДОВ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ

Н.С. Кулик, д-р техн. наук, проф., Г.Н. Никитина, Национальный авиационный университет,

С.В. Бойченко, канд. техн. наук, доц., Украинский Центр авиационной химмотологии

А.В. Кумейко, Государственный международный аэропорт Борисполь, г. Киев, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. В проблеме надежной и безопасной эксплуатации воздушных судов гражданской авиации существенная роль принадлежит организации, методам и техническим средствам контроля качества при приеме, хранении и использовании топлив и иных ГСМ. Многочисленными исследованиями различных авторов убедительно показана зависимость уровня надежности авиационной техники, а именно: воздушных судов от наличия в авиационных ГСМ воды.

В связи с этим важным показателем качества топлива, заправленного в воздушное судно, есть содержание воды в топливе.

Наличие в топливе воды может оказывать негативное воздействие на работоспособность воздушного судна и двигателей как непосредственно после заправки и вылета, так и в течение длительной эксплуатации. Так, фильтруемость топлива при низких температурах может ухудшиться в результате кристаллизации эмульсионной или выделяющейся из топлива растворенной воды в течение всего несколько минут.

Целый ряд негативных последствий оказывает вода в топливе на самолетную топливную систему [2]. Длительное использование обводненного топлива вызывает коррозию деталей (преимущественно стальных) топливной и топливорегулирующей аппаратуры двигателя. Коррозия, вызванная присутствием воды, проявляется в виде местных потемнений, отдельных пятен, ржавчины и мелких точечных поражений поверхности металла. При этом в топливе образуются коричневые хлопья, состоящие из гидроокиси железа.

Это, в свою очередь, может привести к отказу топливного плунжерного насоса из-за заклинивания клапа-

на постоянного перепада давления или смещения гильзы золотника регулятора частоты вращения относительно корпуса регулятора, к заеданию поршня ограничителя нарастания давления топлива. Также возможно заклинивание втулки на штоке гидрозамедлителя, золотника распределительного клапана. Может происходить отказ в работе клапана автомата запуска, заклинивание золотника в автомате приемистости, что приводит к нестабильной работе двигателя на переходных режимах. При использовании обводненного топлива жиклеры и дроссели топливорегулирующей аппаратуры могут забиваться капельной водой, что приводит к занижению параметров двигателя по расходу топлива и тяги, а также наблюдается неустойчивая работа двигателя.

В связи с этим требования к качеству авиационных топлив в обязательном порядке содержат жесткие ограничения на предельный уровень их обводненности. Норма содержания свободной воды в заправляемом реактивном топливе составляет не более 0.003% масс. При эксплуатации же авиационной техники общее содержание воды в реактивных топливах достигает 0.008 - 0.010 % масс, в том числе растворенной – в пределах 0.002 - 0.007 % масс. Установлено, что только в период заправки обезвоженного топлива в бак самолета его влагосодержание повышается на 0.0005-0.001 % масс. Теоретически же обоснован уровень допустимого, безопасного общего влагосодержания реактивного топлива (при его использовании без АВК присадки) – не более 0.002% масс. [1].

Предупреждение перечисленных выше отрицательных последствий использования обводненного топлива включает в себя, во-первых, контроль содер-

жания воды в нем и, во-вторых, удаление воды из топлива различными методами.

Рассмотрим первую задачу – задачу контроля содержания в топливах воды. Очевидно, что приборы, используемые для контроля содержания воды в авиационных ГСМ, должны обладать необходимой чувствительностью, точностью и воспроизводимостью результатов измерений. Для того, чтобы обеспечить контроль в рамках действующих норм, соответствующие приборы должны иметь возможность измерять концентрацию воды в топливе до 0.001-0.003% масс и, следовательно, обладать чувствительностью не ниже 0.0001%.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем.

Разработаны различные методы определения содержания воды в топливах.

Метод, основанный на взаимодействии гидрида кальция с водой, содержащейся в топливе, позволяет судить о количестве воды по объему выделившегося водорода. Проводят испытание в специальном приборе, количество воды определяют расчетным путем. Результаты испытания в данном методе зависят от точности измерения объема выделившегося водорода, герметичности прибора и отсутствия колебаний температуры окружающего воздуха.

Метод Фишера заключается в титровании топлива специальным реактивом Фишера (в состав которого входят йод I_2 , сернистый ангидрид SO_2 , пиридин C_5H_5N , метанол CH_3OH) до окрашивания испытуемого продукта в красновато-коричневый цвет (характерный цвет йода) и расчете концентрации воды по объему израсходованного на титрование реактива. Данный метод позволяет определять концентрацию воды в широких пределах и имеет большую точность по сравнению с методом с использованием гидрида кальция.

Хроматографический способ с использованием газового хроматографа предназначен для определения содержания растворенной в топливе воды, имеет достаточную точность и малое время проведения испытания – 7-10 минут [3].

Диэлькометрический метод определения количества эмульсионной воды в нефтепродуктах проводит-

ся с использованием влагомеров (ИВН-95, ИВН-95С, ИВН-2003, ИВН-2002), работающих в области высоких концентраций воды (до 20% объемных).

Эмульсионная вода в топливе может фиксироваться также оптическими методами. За рубежом широко используют автоматические приборы, работающие по такому методу. В английском приборе «Аква-сан» (типа электрофотонелометра) определяется интенсивность света в видимом диапазоне волн при его прохождении через исследуемое топливо с взвешенными в нем микрокаплями нерастворенной воды. Полученная интенсивность сравнивается с интенсивностью света, проходящего через то же испытуемое топливо, находящееся в эталонной камере, но нагретое до полного растворения воды. На таком же принципе основана работа фотометрического прибора, разработанного в КИИГА П.Ф. Максютинским, Ж.С. Черненко, в котором топливо в эталонной камере обезвоживается сухим воздухом.

В США, Англии разработаны электролитические анализаторы влажности. Они предназначены для контроля общей воды в топливе. Определение в них проводят путем количественного электролиза воды в специальных ячейках.

В основу работы целого ряда приборов контроля обводненности жидкостей заложен принцип, который основан на изменении цвета химических веществ в присутствии воды.

В США разработан портативный прибор “Гидроскан”, в котором имеются наборы рабочих и эталонных пористых дисков, покрытых водочувствительной флуоресцирующей в ультрафиолетовом свете пленкой уранового красителя. При пропускании через диск топлива, содержащего нерастворенную воду, изменяется цвет красителя в точках контакта капель воды с диском. Полученный результат сравнивается с эталонным. Эталонные диски откалиброваны на 0, 0.0005 и 0.002% воды.

Достаточно известны методы, в которых для констатации наличия воды используются различные порошковые, бумажные или пастообразные индикаторы, которые изменяют свой цвет при контакте с водой.

Например, индикатор свободной воды ИСВ-РШ в качестве активного вещества использует $\text{Fe}_2(\text{SO}_4)_3 \cdot 9\text{H}_2\text{O}$ или $\text{FeNH}_4(\text{SO}_4)_3 + \text{K}_4[\text{Fe}(\text{CN})_6]$, который нанесен на фильтровальную бумагу «Красная лента» [2]. Индикатор по-разному окрашивается в зависимости от концентрации воды.

В гражданской авиации на сегодняшний день стандартными являются визуальный и метод контроля содержания воды с использованием прибора «ПОЗ-Т». Принцип действия прибора основан на изменении цвета индикаторного элемента при пропускании через него контролируемого продукта. По количеству отпечатков и относительной интенсивности их окраски определяется содержание эмульсионной воды. Индикатор реагирует на присутствие эмульсионной воды от 0.001 до 0.003% масс.

Цель исследований. Представляет интерес вопрос исследования особенностей контроля обводненности топлив применительно к задачам гражданской авиации.

Известно, что фазовые переходы воды в реактивных топливах происходят чрезвычайно быстро и, следовательно, также быстро меняется степень опасности того или иного содержания воды, находящейся в различных агрегатных состояниях в топливе. Наибольшую опасность представляет ситуация с дозаправкой воздушного судна после выполнения продолжительного полета. Особенность такой ситуации состоит в том, что температура топлива в баках самолета в полете снижается до -35°C . Очевидно, что после посадки в баках остается определенное количество топлива: большее или равное аэронавигационному запасу. В процессе дозаправки в топливные баки подается топливо из топливозаправщика или централизованной системы заправки аэропорта, температура заправляемого топлива значительно отличается от температуры неизрасходованного топлива в баках. При смешивании топлив с различными температурами происходит усреднение температуры по известным законам. Снижение температуры заправленного топлива приводит к явлению, обусловленному законом Генри. Закону Генри подчиняется растворимость воды в топливе:

$$q = q_0 \psi \frac{P}{P_0} \left(\frac{T}{T_0} \right)^n,$$

где q – максимальная растворимость воды при заданных условиях, % масс;

q_0 – максимальная растворимость воды в топливе при $\psi = 1$, $P = 0,1$ МПа, $T = 293$ К;

P – давление воздуха в надтопливном пространстве, МПа;

ψ – относительная влажность воздуха, %;

T – температура топлива и воздуха, К;

n – показатель степени, зависящий от типа и марки топлива.

Таким образом, непосредственно после заправки ВС в топливных баках возникает вероятность выделения эмульсионной воды, которая резко увеличивает вероятность возникновения опасных ситуаций и предпосылки к летным происшествиям. В худшей ситуации переохлажденные капли воды поступают вместе с топливом на топливный фильтр и при столкновении с фильтропакетом вызывают мгновенное обмерзание фильтра и резкое снижение или полное прекращение подачи топлива в камеру сгорания двигателя.

Результаты исследований. Следовательно, результаты контроля на содержание воды в топливе должны быть получены непосредственно после заправки топливом воздушного судна перед вылетом. Причем согласно вышеизложенному, важно иметь данные о содержании общей воды в топливе – эмульсионной и растворенной. Необходимость контроля содержания растворенной в топливе воды обосновывают авторы в работе [3].

Рассмотрим бюджет времени воздушного судна, находящегося на промежуточной стоянке:

- время стоянки воздушного судна – шестьдесят минут;
- время высадки пассажиров – десять минут;
- время для заправки воздушного судна – пятнадцать минут;
- время посадки пассажиров – пятнадцать минут.

Таким образом, располагаемое время для анализа составляет около двадцати минут (с учетом того, что он должен быть выполнен до посадки пассажиров в воздушное судно). Если такой анализ выполняется на лабораторных приборах (например, по методу Фишера), то для его проведения требуется следующее время:

- время отбора пробы – пять минут;
- время транспортировки пробы в лабораторию – десять минут;
- время проведения анализа – тридцать – шестьдесят минут (в зависимости от метода);
- время передачи полученных результатов экипажу воздушного судна – десять минут.

Таким образом, суммарное время составляет пятьдесят пять – восемьдесят пять минут, что значительно превышает располагаемое время.

С сожалением можно констатировать, что на сегодняшний день существует ограниченный выбор приборов количественного контроля содержания воды в топливах, позволяющих приблизиться к вышеназванным значениям точности, чувствительности и воспроизводимости. Это хорошо известные методы Фишера – гидрид кальциевый.

Оба этих метода (в том числе метод Фишера с использованием автоматизированной установки) применяются исключительно в лабораторных условиях, проведение испытаний требует достаточно высокой квалификации оператора, занимает продолжительное время. Реактив Фишера, обладая универсальностью, высокой избирательностью и чувствительностью по отношению к воде, имеет существенные недостатки: он высокотоксичен и малоустойчив, обладает исключительно высокой гигроскопичностью. Поэтому требует особых условий хранения и работы с реактивом.

Остальные вышеназванные приборы не удовлетворяют обозначенным в статье требованиям либо по временному фактору, либо по диапазону измерений, а, следовательно, и по чувствительности. Так, приборы диэлькометрического метода работают в диапазоне 0.5 – 20.0% объемного влагосодержания. Хроматографический метод определяет содержание только растворенной воды. Фотометрические приборы фик-

сируют только эмульсионную воду. Простой и удобный метод с использованием прибора «ПОЗ-Т» является полуколичественным.

Выводы. С учетом вышеизложенного очевидно, что применительно к задачам гражданской авиации существуют определенные специфические требования, которые должны предъявляться к приборам контроля уровня обводненности топлив. Такой специфической особенностью является не только диапазон измерений, но и располагаемое время контроля. Сочетание этих двух факторов определяет область предельных характеристик приборов применительно к гражданской авиации, при разработке новых приборов необходимо, чтобы последние находились в этой области.

Перспективы дальнейших исследований. Анализ спектра приборов контроля, предложенных на рынке, показывает, что практически ни один из них не отвечает специфическим требованиям применительно к гражданской авиации. Следовательно, остается актуальной задача разработки датчика обводненности авиационных топлив, который бы отвечал вышеназванным требованиям.

Литература

1. Василенко В.Т., Сахно Г.И. Обоснование безопасного уровня влагосодержания топлива в полете // Вопросы авиационной химмотологии: Сб. науч. тр.- К: КИИГА, 1983.- С. 17-24.
2. Пискунов В.А., Зрелов В.Н. Испытания топлив для авиационных реактивных двигателей.- М.: Машиностроение, 1974.- 200 с.
3. Соловьев А.Н., Кузнецова Е.Я., Нетребя Ж.Н. Хроматографическое определение содержания растворенной воды в топливах для реактивных двигателей // Аеропорти та їх інфраструктура: Матеріали 5 Міжнар. наук.-тех. конф. "Авіа-2003".- К.: НАУ, 2003.- Т. 4.- С. 41.97–41.100.

Поступила в редакцию 02.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. О.Г. Кучер, НАУ, г. Киев; канд. техн. наук, доцент А. Никитин, "МИКРОНИТЕР", г. Киев.

АНОТАЦІЇ

УДК 621.436

Анализ методов форсирования дизелей по среднему эффективному давлению / Н.А. Ивашенко, И.Н. Алиев, Г.А. Базанчук, Хоссан Хоссам // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 5 – 6.

Методом математического моделирования выполнен анализ возможностей различных способов форсирования автомобильного дизеля по среднему эффективному давлению. Исследовано влияние давления наддува, степени сжатия, охлаждения воздуха на температуры деталей, образующих камеру сгорания.

UDK 621.436

Analysis of Boosting Methods on Break Mean Effective Pressure Diesel Engines / N.A. Ivaschenko, I.N. Aliev, G.A. Bazantchuc, Hossan Hossam // *Aerospace Technique And Technology.*– Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 5 - 6.

By means computer simulations of perfomance automotive diesel engines the analysis of methods increasing break mean effective pressure is performed.

УДК 621.436

Утилизация теплоты отработавших газов как средство повышения мощностных, экономических и экологических показателей поршневых ДВС / В.С. Кукис // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 7 – 8.

Рассмотрена система утилизации теплоты отработавших газов поршневых ДВС, включающая тепловой аккумулятор и поршневой двигатель с внутренним объемным парообразованием. Разработана математическая модель указанной системы, решение которой реализовано в системе визуального проектирования SIMULINK пакета MATLAB Приведены результаты натурного и математического экспериментов по оценке повышения мощностных, экономических и экологических показателей дизеля КамАЗ-740 в случае использования предлагаемой утилизационной системы.

UDC 621.436

Recovery Of Exhaust Gas Heat As A Means For Increasing Power, Economic And Ecological Factors Of Piston Type Internal Combustion Engines / V.S. Kukis // *Aerospace Technique And Technology.*– Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 7 - 8.

The following is a description of recovery of exhaust gas heat system of piston type internal combustion engines, including a heat storage battery and piston type internal volumetric steam formation engine. A mathematics model of the mentioned above system has been worked out. The solution of the has been model realized in the system of SIMULINK visual projecting MATLAB packet. The paper contain the results of real and mathematical experiments on criteria of increasing power, economic and ecological factors of KamAS-740 diesel in case of application of the given recovery system.

УДК 621.436

Модель и методика расчета процесса распада топливной струи в дизеле / В.В. Гаврилов // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 9 - 12.

Дано объяснение турбулентной и кавитационной природы распада топливной струи в дизеле. На основе анализа экспериментальных данных предложена модель распада. Разработана методика расчета размера частицы распыленного топлива и вектора ее начальной скорости в момент отрыва от сплошной струи.

UDC 621.436

Model And Procedure Of Calculation Of Process Of Decay Of A Fuel Stream In A Diesel / V.V. Gavrilo // *Aerospace Technique And Technology.*- Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 9 – 12.

A turbulent and cavitation nature of decay of a fuel stream in a diesel is explained. On the basis of the analysis of experimental effects the model of decay is offered. The procedure of calculation of the size of a particle of the sprayed fuel and vector of its initial velocity of a separation from a solid jet is designed.

УДК 621.43.068

Методика и программа расчёта локальных параметров рабочего тела в цилиндре дизеля / В.Ю. Машенко // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 13 - 15.

На теоретической основе комплексной математической модели топливоподачи и внутрицилиндровых процессов разработана методика расчёта и соответствующая программа. Подчеркнута важность локального подхода к моделированию процессов в камере сгорания. Представлены новые теоретические положения, отличающие разработанную методику от базовой. Приведены экспериментальные данные, подтверждающие адекватность моделирования элементарных составляющих внутрицилиндровых процессов. Программа предназначена для решения практических задач согласования топливной аппаратуры и камеры сгорания при доводке дизелей.

UDC 621.43.068

The Method And Program Of Count Local Parameter's Of Gas In A Cylinder Of Diesel Engine / V.U. Maschenko // *Aerospace Technique And Technology.*- Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 13 - 15.

The method and the appropriate program have been developed on theoretical base of complex math model of fuel injecting and inside cylinder processes. Importance of the local method modeling of processes in a diesel engine

chamber has been emphasized. The new theoretical point telling developed method from base method has been represent. The experimental data baking up an adequate simulating of elementary processes has been given. The program is served to solving of the practice problems of according a fuel injecting equipment and a chamber at finishing of diesel engines.

УДК 621.43.068.4

Метод оценки смесеобразования в бензиновых двигателях внутреннего сгорания. / И.И. Неяченко // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 16 - 21.

Как известно, присутствие топлива в виде пленки на стенках впускной системы двигателя представляет основную проблему при организации точного дозирования топливоподачи и полного сгорания рабочей смеси в цилиндрах на динамических режимах работы двигателя. Наибольшие затруднения возникают с понижением рабочей температуры двигателя и при холодном пуске двигателя проблемы достигают максимума. Таким образом, определение массы топливной пленки во впускной системе может рассматриваться как основная оценка качества смесеобразования, по крайней мере, при пониженных температурах.

На основе известной феноменологической X-(модели процесса транспортировки топлива во впускной системе бензинового двигателя предложен метод расчетно-экспериментальной оценки качества смесеобразования. Параметры модели определялись при выполнении экспериментальной тестовой процедуры на соответствующих установившихся режимах работы двигателя. В качестве динамического воздействия использовалось ступенчатое изменение топливоподачи, что позволяло проводить тестовую процедуру на режимах, характерных для пуска двигателя. Динамический отклик двигателя по составу смеси определялся по сигналу широкополосного кислородного датчика ((-зонда), располагаемого в выпускной системе. По известным параметрам модели расчетным путем количественно оценивалась масса топливной пленки, находящейся на стенках впускного тракта при различных режимах работы двигателя.

Приводятся данные по оценке пленкообразования, полученные на двигателе с системой распределенного впрыска топлива.

UDC 621.43.068.4

Method of Mixture Estimation in SI Engine / Igor I. Neyachenko // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 16 - 21.

As well known, fuel film formation on the inlet manifold walls in SI engine is the main problem for proper organization of fuel metering and complete fuel combustion in cylinders during transients. As the ambient and engine temperature decrease the control difficulties increase and at cold start engine the problems run up to maximum. So the measuring of wall fuel film mass can be accounted as a base estimation of a mixture preparation at least at low engine temperature.

The known phenomenological X-(wall-wetting-fuel model was taken as a base and the design-experiment method for estimation of a mixture preparation has been developed. The model parameters were measured by means of an experimental test procedure under corresponding steady-state mode of engine operation. The step-like perturbing fuel supply was carried out to perturb engine state. This procedure was available even for certain start-up mode. Air/fuel ratio dynamic response was measured using a UEGO sensor positioned in the exhaust manifold. Wall-wetting fuel film mass was calculated using the model parameters and characterized different operational modes of engine.

The study was performed to quantify fuel film mass in a port fuel injected engine.

УДК 621.43.031.3

Влияние неравномерности потока на входе на работу центробежного компрессора / В.П. Герасименко, Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 22 – 26.

Дан анализ методов учёта влияния неравномерности потока на входе на работу ступени осевого компрессора. На основе модели параллельной работы компрессоров получена зависимость снижения напора центробежного компрессора при окружной неравномерности потока.

UDC 621.43.031.3

The Effects of Inlet Flow Distortion in Centrifugal Compressor / V.P. Gerasymenko, N.K. Ryazantsev, J.A. Animov // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 22 - 26.

It is given analysis of methods calculation effects of inlet distortion in axial flow compressor stage. The dependence decrease head of centrifugal compressor is received on the base parallel compressor model for circumferential inlet flow distortion.

УДК 621.431

Влияние параметров наддува на рабочий процесс дизеля ЯМЗ-840 / В.А. Жуков, М.С. Курин, О.Г. Прохоров // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 27 - 30.

Представлены результаты стендовых испытаний дизеля ЯМЗ-840. Приведен анализ влияния давления наддува на процессы сгорания. Обоснована необходимость оптимизации параметров наддува в зависимости от режимов работы двигателя.

UDC 621.431

The Influence Of Supercharging Air Features on Working Cycle of Engine JMZ-840 / V.A. Zhukov, M.S. Kurin, O.G. Prohorov // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 27 – 30.

There are submitted results of testing engine JMZ-840. Analysis of the influence of supercharging air features on working cycle of engine have been presented. Necessity of supercharging air features' optimization was based.

УДК 621.436.052

К выбору типа турбины системы механического турбонаддува двухтактного транспортного дизеля / Ю.А. Анимов, В.А. Опалев // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 31 – 35.

Расчётно-экспериментальными исследованиями обоснованы преимущества применения осевой турбины в системе механического турбонаддува малоцилиндрового двухтактного дизеля типа 3ТД по сравнению с радиально-осевой.

UDC 621.436.052

Toward Turbine Type Selection For Transport Diesel Engine Mechanical Turbo-Supercharging System / Yu.A. Animov, V.A. Opalev // Aerospace Technique and Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 31 - 35.

Advantages of the axial flow turbine employment in the 3TD type two-stroke low-cylinder diesel engine mechanical turbo-supercharging system in comparison with the radial-axial turbine are proved by the design-experiment investigations.

УДК 621.436.052

Улучшение технико-экономических и экологических показателей тепловозной модификации дизеля 6ТД за счёт применения промежуточного охлаждения наддувочного воздуха / С.А. Алёхин // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 36 - 39.

Рассмотрены вопросы улучшения технико-экономических и экологических показателей тепловозной модификации дизеля 6ТД путём применения промежуточного охлаждения наддувочного воздуха. Показано, что при сохранении неизменной максимальной мощности охлаждение воздуха является эффективным способом улучшения показателей дизеля либо одним из резервов форсирования его по мощности при сохранении тепловой напряжённости основных деталей на уровне базового варианта.

UDC 621.436.052

Improvement of 6TD Diesel Locomotive Modification Technical and Economical and Ecological Indices Through Supercharging Air Intercooler Use / S.A. Alyokhin // Aerospace Technique and Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 36 - 39.

The matters of improvement of 6TD diesel locomotive modification technical and economical and ecological indices through supercharging air intercooler use are examined. It is shown that than the maximum output is invariable, use of intercooling of supercharging air is the effective way for diesel indices improvement or it is one of the reserves for the diesel power augmentation while the main parts have the same thermal intensity as the base-model diesel these have.

УДК 621.438

Когенерационные газотурбинные установки со свободно-поршневыми генераторами газа для малой энергетики / В.Т. Матвеев, В.Н. Литошенко // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 40 - 41.

Представлена когенерационная ГТУ с СПГТ повышенной мощности с промежуточным подогревом газа перед силовой турбиной и турбокомпрессорным утилизатором, которая рекомендуется для применения в малой энергетике.

UDC 621.438

Cogeneration Gas-Turbine Of Installations With Free-Piston Generators Of Gas For Small Power / V.T. Matveenko, V.N. Litoshenko // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 40 - 41.

Is submitted cogeneration GTU with FPGG of the increased capacity with intermediate heating of gas in front of the power turbine and turbocompressor utilizer, which is recommended for application in small power.

УДК 621.577

Теплоиспользующие установки кондиционирования воздуха на низкокипящих рабочих телах для газоперекачивающих станций / Б.Д. Билека, В.Н. Клименко, Н.И. Радченко, А.А. Сирота // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 42 - 47.

Рассмотрено применение теплоиспользующей эжекторной холодильной машины в системах кондиционирования воздуха для газоперекачивающих станций. В качестве рабочих тел использованы хладагенты R-142В и н-бутан. Проанализировано влияние рабочих параметров цикла на показатели эжекторной установки. Выполнена оценка геометрических характеристик воздухоохладителя, генератора пара хладагента, использующего теплоту отработанных газов турбины, и конденсатора воздушного охлаждения, а также рассмотрены особенности конструктивного исполнения теплообменников.

UDC 621.577

The Waste Heat Recovery Air Condition Systems With High Volatility Liquids For Gas Transporting Station / B.D. Bileka, V.N. Kovalenko, N.I. Radchenko, A.A. Sirota // Aerospace Technique And Technology. (Kharkov, 2003.) Iss. 6 (41).- P. 42 - 47.

The application of waste heat recovery ejector cooling plant in air condition systems for gas transporting station is discussed. The refrigerants R-142B and n-butane are used as working fluids. The influence of cycle operation conditions on ejector plant performance is analyzed. The geometrical characteristics of air cooler, refrigerant vapor generator using turbine spent gases heat and air cooled condenser are estimated and heat exchangers constructive peculiarities are discussed too.

УДК 621.454

Облик двигательных установок перспективных малоразмерных БЛА / А.В. Амброжевич, К.В. Беляков, А.С. Карташов, А.Н. Коровай, С.Н. Ларьков, А.Г. Сахно, В.Л. Симбирский, А.А. Цирюк // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 48 - 51.

На основе анализа требований к малоразмерным всепогодным БЛА определен облик двигательной установки. Проведенная экспериментальная отработка ПуВРД подтверждает возможность создания одноразового БЛА сверхлегкого класса.

UDC 621.454

The Appearance Of The Engine For Forward-Looking Light UAV / A.V. Ambrogevich, K.V. Belyakov, A.S. Kartashov, A.N. Korovaj, S.N. Larkov, A.G. Sakhno, V.L. Simbirsky, A.A. Tsiryuk // Aerospace Technique And Technology.- Kharkiv, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 48 - 51.

On the analysis of the requirements to the light all-weather UAV appearance of the engine described. The experimental run of pulsejet confirms the ability of creating light UAV.

УДК 621.4.001.57

Унифицированные разноуровневые модели поршневых двигателей летательных аппаратов для опережающих исследований рабочего процесса / М.В. Амброжевич // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 52 - 56.

В рамках концепции создания виртуальных моделей двигателей перспективных схем для проведения комплексной малозатратной экспертизы предложены унифицированные разноуровневые модели узлов, построенные на основе метода особенностей, позволяющего математически единообразно описывать факторы различной физической природы и, следовательно, применять единые численные методы и графические примитивы, чем достигается необходимая экономичность и надёжность моделирования.

UDC 621.4.001.57

The Unified Different Level Aircraft Piston Engine's Models For Their Anticipative Work Process Researches / M.V. Ambrozhevich // Aerospace Technique And Technology.- Kharkiv, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 52 - 56.

Within the framework of the conception future diagram engine elaboration for carrying out complex low expended examination there are proposed the unified different level models of engine's units which are based by the method of specialties made it possible to circumscribe uniformly the different physical nature factors and consequently to apply uniformed numerical methods and graphical primitive modes by which we can achieve the necessary effectivity and reliability of the virtual simulation.

УДК 621.43.013

К вопросу о постановке граничных условий при моделировании колебаний во впускном тракте ДВС методом крупных частиц // Е.П. Воропаев, А.Н. Аверьянов // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 57 - 58.

На основе математического моделирования колебательного процесса во впускном тракте двигателя Д—250 методом крупных частиц выявлены и проанализированы вопросы связанные с реализацией метода и его совмещением с основным расчетом рабочего цикла. Предложен способ постановки граничных условий для расчета впускного тракта. Определено направление исследований применимости данного способа.

UDC 621.43.013

On The Question Of Boundary Conditions When Simulating Oscillations In A Combustion Engine Inlet Section Using The Large Particles Method // E.P. Voropaev, A.N. Averianov // Aerospace Technique And Technology.- Kharkiv, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 57 - 58.

From the mathematical simulation of the oscillation process in the combustion engine 'D-250' inlet section using the large particles method, the questions on the method implementation and binding to the main operating cycle calculations are detected and analysed. The method of the boundary conditions setting for the inlet section calculations is issued. The way of investigation of the method adaptibility is shown.

УДК 621.43.013

Некоторые результаты численного моделирования трехмерного турбулентного потока газа в цилиндре поршневого двигателя / З.Х. Керимов // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 59 - 63.

Трехмерный турбулентный поток газа в цилиндре поршневого двигателя на тактах впуска и сжатия описывается уравнениями сплошности, движения (Навье-Стокса) и энергии в цилиндрической системе координат. Уравнение энергии учитывает перенос тепла в результате конвекции, молекулярной и турбулентной теплопроводностей и диссипацию энергии за счет молекулярной и турбулентной вязкостей. Учитываются реальная форма камеры сгорания в поршне, направление впускного канала и реальное направление истечения из щели впускного клапана. Уравнения модели решены конечноразностным методом распада разрыва в деформируемой по мере движения поршня разностной сетке. На примере дизельного двигателя с неразделенной камерой сгорания получены поля температур, давлений, пути перемешивания и интенсивности турбулентности, скоростей потока в различных сечениях цилиндра, а также эпюры распределения скорости потока по окружности щели впускного клапана.

UDC 621.43.013

Some Results Of Numerical Modeling Of Three-Dimensional Turbulent Gas Flow Within The Cylinder Of The Reciprocating Engine / Z.Kh. Kerimov // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 59 – 63.

Three-dimensional turbulent gas flow within the cylinder of the reciprocating engine at intake and compression strokes is described by the equations of continuity, movement (Navier-Stokes) and energy in cylindrical coordinate system. The equation of energy takes into account heat transferring by convection, by molecular and turbulent heat conductivity and energy dissipation in results of molecular and turbulent viscosity. It is considered the real form of the combustion chamber in the piston, direction of the inlet channel and real direction of outflow from the crack of the inlet valve. The equations of model are solved by the finite differences method called “disintegration of interruption” in the deformable by the piston’s movement grid. On an example of the diesel engine with the unshared combustion chamber the fields of temperatures, pressures, mixing ways and intensities of turbulence, flow speeds in the various sections of the cylinder, and also the distribution diagrams of flow speed around the inlet valve’s crack circle are obtained.

УДК 62-61, 621.43.013.42

К вопросу стабильности составных горючих в самовытеснительных системах подачи топлива / А.М. Грушенко, С.С. Коваленко // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 64 - 66.

Экспериментально определена стабильность смесей на основе углеводородных горючих. Доказана возможность применения таких смесей в самовытеснительных системах подачи топлива. Приведена система уравнений равновесного процесса вытеснения горючего из бака.

UDC 62-61, 621.43.013.42

To A Question Of Stability Compound Propellants In Fuel Self-Extrusion Feed System / A.M. Grushenko, S.S. Kovalenko // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).– P. 64 - 66.

Stability of mixes based on hydrocarbonic propellants is experimentally determined. The application opportunity of such mixes in fuel self-extrusion feed system is proved. The equation system of equilibrium displacement process of fuel from a tank is submitted.

УДК 681.322:621.5.041:533.697

Согласованные методы многокритериальной оптимизации и трехмерного проектирования венцов турбомашин / М.Л. Угрюмов, А.М. Цегельник, С.А. Прокофьев, А.В. Меняйлов // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 67 - 71.

Предложен метод решения вариационной задачи аэродинамики (ВЗА). Построен класс исходных данных ВЗА как множество идеальных распределений скоростей (ИРС), задаваемых в физической плоскости как функции дуговой абсциссы искомого контура. Предложен способ задания фиксированного семейства ИРС. Разработан высокоэффективный численный метод, адекватный физике явления, обеспечивающий точность получаемых результатов соизмеримую с точностью эксперимента, позволяющий решать ВЗА с приемлемыми затратами машинного времени.

UDC 681.322:621.5.041:533.697

Adjoined Methods of Multicriteria Optimisation and three-dimensional Design of Turbomachinery Rows / M.L. Ugryumov, A.M. Tsegelnik, S.A. Prokofiev, A.V. Menyaylov // Aerospace Technoque And Technology.- Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).– P. 67 - 71.

Solving method of variation task of aerodynamic (VTA) was proposed. Class of input data of VTA as a set of ideal velocity distribution (IVD), assigned in physical plane as an arc abscissa function of needed contour was constructed. Method of IVD fixed family assignment was proposed. Hi-efficiency numerical method adequate to phenomenon physics was designed. These methods provide accuracy of results comparable with accuracy of physical experiment and permit to solve VTA with acceptable machine time expenses.

УДК 629.7.03:519.283

Взаимосвязь между случайными процессами в турбовинтовентиляторном двигателе / А.В. Иванов // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 72 - 74.

Методом взаимных корреляционных функций произведен анализ взаимосвязи между случайными процессами в турбовинтовентиляторном двигателе на крейсерском участке полета.

UDC 629.7.03:519.283

Correlation Between Turbofan Engine Stochastic Distributions / A.V. Ivanov // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 72 - 74.

Interdependence analysis between engine stochastic distributions, which have influence on the turbofan engine work, was made by correlation functions method.

УДК 621.452.001.57

Поэлементная математическая модель турбовинтовентиляторного двигателя Д-27 / О.Ф. Муравченко, А.Н. Хусточка // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 75 – 78.

Изложены основные принципы построения и алгоритмы термогазодинамической математической модели ТВВД на установившихся режимах. Характеристики структурных модулей построены на основании большого объема экспериментальных данных. Показаны основные направления дальнейшего совершенствования модели ТВВД.

UDC 621.452.001.57

D-27 Turbo-Propfan Engine Unit-By-Unit Mathematical Model / O.F. Muravchenko, A.N. Khustochka // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 75 – 78.

The work gives an account of the common principles of building and the algorithm of thermo-gasdynamical mathematical model of propfan engine in static rating. The characteristics of structural modules are based on a large amount of experimental data. The principal trends of further perfection of the propfan engine mathematical model are revealed.

УДК 621.44.533.697

Модель и метод расчета турбулентных течений вязкого теплопроводного газа / В.М. Лапотко, Ю.П. Кухтин // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 79 - 82.

Течение вязкого теплопроводного газа описывается системой интегро-дифференциальных уравнений. Дифференциальные операторы в левых частях уравнений описывают бесстолкновительное движение частиц по траекториям в фазовом пространстве. Правые части, представленные интегральными операторами, описывают явления переноса, обусловленные столкновительным перемещением частиц. Система уравнений решалась по методу расщепления по физическим процессам с использованием метода отслеживания струй тока. Интегральные операторы правых частей уравнений находились, исходя из кинетической теории газов и современных моделей турбулентности. Показаны результаты расчета обтекания профиля решетки турбомшины и их соответствие экспериментальным данным.

UDC 621.44.533.697

Model And Method Of Computing Turbulent Flows Of Viscous Heat-Conducting Gas / V.M. Lapotko, Y.P. Kukhtin // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 79 - 82.

The system of integro-differential equations describes a flow of viscous heat-conducting gas. In left parts of equations, differential operators describe the uncollided movement of particles along the paths in the phase space. In right parts of equations, integral operators describe the transferring phenomena stipulated by the collisioned movement of particles. The method of physical process split and that of tracing current flows helped to solve the system of equations. The kinetic theory and up-to-date models of turbulence allowed obtaining right parts of equations. Computation data on the turbo-machine cascade flow and their conformity to experimental ones were presented as well.

УДК 533.6.01+621.793

Исследование газодинамических трактов генераторов двухфазных потоков с расходным управлением их параметрами / Ю.И. Евдокименко, В.М. Кисель, В.И. Тимошенко // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 83 – 87.

На основе математического моделирования проведен анализ тепловой эффективности газодинамических трактов генераторов двухфазных потоков с расходным управлением параметрами газовой фазы, применяемых в качестве технологического инструмента для высокоскоростного газопламенного напыления порошковых материалов. Определены критерии оценки энергетических параметров напыляемых частиц - тепловой, кинетический и обобщающий энергетический, позволяющие оптимизировать геометрические и режимные параметры генераторов двухфазных потоков. Предложены компоновочные схемы горелочных устройств с расходным воздействием на поток (ГУРВ). Представлены результаты расчета параметров двухфазного потока в канале ГУРВ «Град-К» разработки ИПМ НАНУ. Показано, что тепловая эффективность ГУРВ при использовании мелкодисперсного порошка оксида алюминия в 1,5 – 2 раза выше, чем у генераторов традиционной схемы. Приведена формула для оценки теплового коэффициента полезного действия генераторов двухфазных потоков.

UDC 533.6.01+621.793

Investigation Of Gas-Dynamic Channels Of Two Phase Stream Generators With Gas Feed Parameters Control / Yu.I. Yevdokimenko, V.M. Kysil, V.I. Timoshenko // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 83 – 87.

Numerical analysis of gas dynamic in the two phase stream generators with gas feed parameters control of the gaseous phase was done. The criteria to evaluate the energy parameters of a disperse phase – heat, kinetic and encompassing energetic, which are allow to optimize geometrical and operation parameters of two phase generator are

determined. The new design layouts of the generators of such schema are proposed for burners for HVOF- and HVAF-spraying. The calculation results of two phase flow in the gas-dynamic channel of the burner «Grad-K» are presented. It is demonstrated, that the thermal efficiency of of new concept generators in the spray process of a fine alumina powder 1,5 - 2 times is higher, than in case of generators of the traditional schema. The formula to estimate of a thermal efficiency coefficient of the two phase generators.

УДК 621.438:621.515

Особенности теории расчёта турбокомпрессоров с общим рабочим колесом / В.А. Шкабура // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 88 – 90.

Рассмотрены особенности теории расчёта турбокомпрессоров с общим рабочим колесом.

UDC 621.438:621.515

Details Of Theory Calculation Of Turbo-Compressor With General Impeller / V.A. Shkabura // *Aerospace Technique and Technology.*– Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 88 – 90.

Discussed questions extend the general theory compressors, turbines and theory calculation of turbo-compressor with general impeller.

УДК 621.56

Прогнозирование условий снижения тепловой эффективности испарителей с внутритрубным кипением холодильного агента / А.Н. Радченко, А.А. Сирота // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).- С. 91 - 94.

Проанализированы два метода расчета паросодержания хладагента и длины трубки, соответствующих осушению стенки и полному испарению жидкости. Методы позволяют прогнозировать условия снижения тепловой эффективности испарителей с внутритрубным кипением холодильного агента и возникновение опасности гидравлических ударов в цилиндрах поршневых герметичных компрессоров.

UDC 621.56

Predicting The Conditions Of Evaporators With Inside Tube Refrigerant Boiling Heat Efficiency Decreasing / A.N. Radchenko, A.A. Sirota // *Aerospace Technique And Technology.*– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).- P. 91 - 94.

Two methods to calculate the refrigerant vapor content and tube length corresponding to the wall drying out and full liquid evaporation are analyzed. The methods allow to predict the conditions of evaporators with inside tube refrigerant boiling heat efficiency decreasing and appearing the danger of hydraulic blows in piston hermetic compressors cylinders.

УДК 621.45.00

Статистические методы формирования алгоритмов вычисления в полете тяги и других основных параметров газотурбинного двигателя, критериев и признаков технического состояния его узлов / Ю.С. Елисеев, Г.В. Добрянский, Т.Ф. Дема // *Авиационно-космическая техника и технология.*- Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 95 – 103.

Рассмотрена задача косвенного определения тяги и других важнейших не измеряемых параметров газотурбинных двигателей для построения бортовых цифровых алгоритмов управления, контроля и диагностики в полном диапазоне условий эксплуатации и боевого применения, адаптированных к изменению характеристик двигателя при выработке ресурса в процессе всего жизненного цикла.

UDC 621.45.00

Statistical Methods Of Formation Of Algorithms For In-Flight Calculation Of The Gas-Turbine Engine Thrust And Other Key Parameters, Criteria And Attributes Of A Technical Condition Of Its Components / Y.S. Yeliseyev, G.V. Dobryansky, T.F. Dema // *Aerospace Technique And Technology.*– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).- P. 95 - 103.

The problem of indirect definition of the gas-turbine engine thrust and other major not measured parameters for construction of onboard digital algorithms of control, monitoring and diagnostics in a full range of conditions of operation and the fighting application, adapted to changing the characteristics of the engine is considered at leakage of a resource during all life cycle.

УДК 621.5

Модально-физическая модель трансмиссии ТВД и определение величины крутящего момента турбины при переменном коэффициенте упругости вала / В.Ю. Рутковский, В.М. Суханов, А.Б. Шубин, С.В. Епифанов // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).- С. 104 - 108.

Предложен новый подход к описанию динамики упругой трансмиссии ТВД. Введена модель формирования сигналов индукционных датчиков оборотов с учетом крутильных колебаний вала. Рассмотрены вопросы определения величины момента турбины на основе обработки сигналов двух штатных датчиков оборотов, установленных на противоположных концах вала в условиях плохой заданности и нестационарности коэффициента упругости вала.

UDC 621.5

Modal-Physical Model Of A Turboprop Transmission And Estimation Of The Turbine's Torque At Variable Coefficient Of A Shaft's Twisting Stiffness / V.Ju. Rutkovsky, V.M. Sukhanov, A.B. Shubin, S.V. Epifanov // *Aerospace Technique and Technology.*– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).- P. 104 - 108.

The new method of mathematical description of the turboprop transmission with elastic shaft is suggested. The model of the rotation velocity sensors outputs with taking into account twisting vibrations of the shaft is developed. The task of the estimation of the turbine's torque using outputs of two rotation velocity sensors which are mounted on the different ends of the shaft are considered. The uncertainty of the coefficient of the shaft's twisting stiffness is taking into account.

УДК 620.179(045)

Моделирование нестационарных источников погрешностей в современных БСКД / Н.С. Кулик, А.А. Тамаргазин // *Авиационно-космическая техника и технология*.– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 109 - 111.

Рассмотрен метод расчета в модели "БСКД–двигатель" источников нестационарных погрешностей связанных со старением и износом комплектующих элементов БСКД.

UDC 620.179(045)

Modelling Of Non-Stationary Sources Of Errors In Modern БСКД / N.S. Kulik, A.A. Tamargazin // *Aerospace Technique and Technology*.– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).– P. 109 - 111.

The method of calculation in model "OMSE-engine" of sources of non-stationary errors connected with ageing and deterioration of completing elements OMSE is considered.

УДК 629.1.05

Измерение массового расхода топлива на двигателях ПС-90А / Е.Ф. Фурмаков, В.С. Гусев // *Авиационно-космическая техника и технология*.– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 112 - 114.

В статье представлены материалы по основным принципам построения датчика массового расхода с приводом от потока, показана метрологическая характеристика модернизированного датчика ДРТ5-3М системы БСКД-90 авиадвигателя ПС-90А, приведены конструктивные отличительные решения датчика ДРТ5-3М.

UDC 629.1.05

Mass Fuel Flow Measuring On Engines PC-90A / E.F. Furmakov, V.S. Gusev // *Aerospace Technique and Technology*.– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).– P. 112 - 114.

The article include information relating to main principles of construction of mass flow sensor with drive from flow; metrology characteristic of airengine PC-90A advanced sensor DRT5-3, included in Onboard Engine Monitoring System БСКД-90 and DRT5-3 sensor distinctive design solutions.

УДК 621.438

Разработка измерителя угла установки лопастей воздушного винта для двигательной установки самолета Ан-140 / Ю.Ф. Басов, А.А. Штыков, А.В. Суббота, С.А. Глушенко // *Авиационно-космическая техника и технология*.– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 115 - 119.

Одним из способов улучшения показателей двигательных установок самолетов является совершенствование их систем автоматического управления и усложнение реализуемых ими алгоритмов. Совершенствование систем автоматического управления во многих случаях требует расширения номенклатуры датчиков и измерителей и предъявляет повышенные требования к их точности и надежности.

Темой данной статьи является разработка измерителя угла установки лопастей воздушного винта (φ – метра) примененного в двигательной установке самолета АН-140 для обеспечения β – способа управления ею на земных режимах работы и для её защиты от возникновения отрицательной тяги в полете. Приведены оценки возможности использования предлагаемого φ – метра в двигательных установках как летательных аппаратов, так и наземных транспортных средств.

UDC 621.438

Development Of Propeller Blade Settings Angle Indicator For AN-140 Airplane Power Plant / Yu.F. Basov, A.A. Shtykov, A.V. Subbota, S.A. Gluschenko // *Aerospace Technique and Technology*.– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).– P. 115 - 119.

One of the methods aimed at improving performance of aircraft power plants lies in development of their automatic control systems and making the algorithms realized by them more complicate. In many cases, improvement of the automatic control systems requires the increase of the range of sensors and indicators and places high requirements for their accuracy and reliability.

The subject of this article is development of the propeller blade setting angle indicator (φ - meter) used in the AN-140 airplane power plant for ensuring β - method of its control at ground power conditions as well as for its protection against formation of the reverse thrust in flight. The possibility of using the proposed φ - meter in the power plants of aircraft and ground transport facilities is assessed.

УДК 629.7.035.6

Динамическая характеристика соосного винтовентилятора на режимах реверса тяги для решения задач автоматического управления и контроля состояния / Г.Г. Куликов, В.Ю. Арьков, О.Д. Лянцев, В.С. Фатиков, В.И. Хилько, В.П. Ищук // *Авиационно-космическая техника и технология*.– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 120 - 124.

Предложен способ построения динамической характеристики соосного винтовентилятора, охватывающей все основные режимы работы силовой установки. Модель включает статические и динамические характеристики, что позволяет решать задачи автоматического управления и контроля состояния.

UDC 629.7.035.6

Dynamic Characteristic Of Coaxial Prop Fan At Reverse Thrust For Automatic Control And Condition Monitoring Purposes / G.G. Kulikov, V.Yu. Arkov, O.D. Lyantsev, V.S. Fatikov, V.I. Khilko, V.P. Ishchuk // *Aerospace Technique And Technology*.– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).– P. 120 - 124.

A method for dynamic modeling of the coaxial prop fan has been proposed, embracing major operation modes of the power plant. The model incorporates static and dynamic characteristics, which is necessary for automatic control and condition monitoring purposes.

УДК 621.452.3

Адаптивное управление положением дозирующего элемента насоса-дозатора с приводом от электромеханического преобразователя в условиях изменения модуля сухого трения / Е.В. Павлюк // *Авиационно-космическая техника и технология*.– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 125 - 128.

Рассмотрена возможность адаптации управления положением дозирующего элемента к изменению модуля сухого трения за счет введения в основной канал управления дополнительного контура регулирования размаха осцилляций. В качестве дополнительного регулирующего фактора использована величина аддитивной осциллирующей токовой составляющей в основном законе управления.

UDC 621.452.3

Adaptive Control Of Metering Pump Throttle Element With Electro-Mechanical Drive Under Change Of Coulomb Friction / E.V. Pavlyuk // *Aerospace Technique And Technology*.– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).– P. 125 - 128.

Adaptive control of throttle element of metering pump under change of Coulomb friction on the base of additional oscillation amplitude control loop in the main control channel is discussed. The amplitude of oscillatory control current component in the main control algorithm is used as an additional control impulse.

УДК 621.43.001.519.711.3:681.518.54

Особенности объекта управления в САУ расходом топлива авиационного двигателя и анализ режимов функционирования системы / Г.С. Ранченко, В.Ф. Миргород. // *Авиационно-космическая техника и технология*.– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 129 - 132.

Исследуются режимы функционирования САУ расходом топлива с объектом – насосом-дозатором, имеющим нелинейные характеристики типа «сухое» трение с учетом динамики входной цепи электромагнитного исполнительного механизма. Установлена возможность возникновения скользящих режимов, в которых объект характеризуется неполной управляемостью.

UDC 621.43.001.519.711.3:681.518.54

Control Object Features In Automatic Fuel Rate Control System Of And Analysis Of System Operation Modes / G. Ranchenko, V. Mirgorod // *Aerospace Technique And Technology*.– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).– P. 129 - 132.

The operation modes of automatic fuel rate control system with object – batcher pump which has nonlinear performance such as "dry" abrasion with allowance of input circuit dynamic of electromagnetic actuator are examined. The capability of sliding modes origin is established (installed), in which the object is characterized by a partial controllability.

УДК 621.44: 681.5.015.26/52 + 681.518.52/54

Формирование структуры аппаратной части унифицированной системы контроля и управления авиационными двигателями / В.П. Дробинов, Л.Д. Яцко, Л.Л. Яцко // *Авиационно-космическая техника и технология*.– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 133 - 138.

Рассмотрены проблемы, которые возникли при реализации электронной системы автоматического управления (САУ). Предложен комплексный подход к их решению, применение которого позволило создать базовый унифицированный блок бортовой системы управления и контроля авиационных двигательных установок.

UDC 621.44: 681.5.015.26/52 + 681.518.52/54

Design Of The Hardware Of The Unified Control And Diagnostics Gas-Turbine Engine System / V.P. Drobinov, L.D. Yatsko, L.L. Yatsko // *Aerospace Technique And Technology*.– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).– P. 133 - 138.

There are discussed some problems concerning realization of digital electronic control system. The complex approach to their solving which application has allowed to create the base unified block of an onboard control system and the control of aviation impellent installations is offered.

УДК 621.019

Повышение параметрической надежности элементной базы бортовой радиоэлектронной аппаратуры методом искусственной стабилизации // Г.С. Ранченко, Е.В. Бондаренко // *Авиационно-космическая техника и технология*.– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 139 - 142.

В статье предлагается в качестве одного из способов обеспечения параметрической надежности бортовой радиоэлектронной аппаратуры (РЭА), в частности РЭА, обслуживающей газотурбинный двигатель, использовать технологический процесс искусственной стабилизации элементной базы РЭА до ее установки в проектируемое изделие.

Приведены теоретические предпосылки для разработки методов искусственной стабилизации, подтвержденные экспериментальными исследованиями.

Даны практические рекомендации и предпосылки для дальнейших исследований в данной области.

UDC 621.019

Parametric Reliability Growth Of Element Base Of An Onboard Electronic Equipment By A Method Of Artificial Stabilization // G. Ranchenko, E. Bondarenko // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).– P. 139 - 142.

In the article it is offered as one of methods of maintenance of parametric reliability of an onboard electronics, which maintains a gas-turbine engine, to use a manufacturing process of artificial stabilization of electronics element base before its installation in a designed item.

The theoretical premises for development of methods of artificial stabilization, which justified experimental researches are adduced.

The practical recommendations and premises for the further researches in the this area are given.

УДК 621.313

Динамические характеристики моментного электродвигателя с ограниченным углом поворота ротора для применения в составе САУ ГТД / В.А. Матусевич, А.Н. Гетья // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 143 - 145.

Исследованы динамические свойства и дан сравнительный анализ основных параметров двухканального моментного электродвигателя и поворотного электромагнита, указаны достоинства и недостатки каждой конструктивной схемы.

UDC 621.313

Dynamic Features Of The Torque Electric Motor With The Limited Angle Of Rotation For Application In The Gas Turbine Engine Control System / V.A. Matusevich, A.N. Getya // Aerospace Technique and Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).– P. 143 - 145.

The dynamic features are investigated and the comparative analysis of the main features of two-channel Torque electric motor and rotary electromagnet is given, the advantages and disadvantages of each design are specified.

УДК 669:536.52:53.08:535.253.21

Анализ чувствительности оптического пирометрического преобразователя для измерения температуры лопаток турбины ГТД / Т.П. Андреева // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 146 - 150.

В статье рассмотрены варианты построения одноканальных (яркостных) и двухканальных оптических пирометрических преобразователей (ОПП), построенных на принципе пирометра спектрального отношения.

Проведены оценки чувствительности одноканальных и двухканальных ОПП в зависимости от измеряемой температуры в диапазоне измеряемых температур от 973К до 1323К. В первом коротковолновом канале ОПП применялся кремниевый фотодиод. Во втором, длинноволновом канале ОПП, использовались два варианта фотодиодов: в одном варианте - германиевый фотодиод, с установленным перед ним фильтром виде кремниевой пластины, во втором варианте - фотодиод на основе InGaAsP PIN ФДФ2000ТО. В связи с существенно меньшими значениями чувствительности сигнала спектрального отношения для фотодиодов в выбранных спектральных областях чувствительности каналов ОПП, канал спектрального отношения целесообразно использовать только для периодической коррекции сигнала основного яркостного ОПП.

Дальнейшие работы в области построения ОПП для измерения температуры лопаток турбины газотурбинных двигателей (ГТД) целесообразно проводить в направлении выявления путей снижения методических погрешностей, возникающих в реальных условиях эксплуатации ГТД.

UDC 669:536.52:53.08:535.253.21

Investigations Of The Sensibility Of Optical Pyrometrical Converters For The Measurement Of The Temperature Of The Gas Turbine Engine / T.P. Andreeva // Aerospace Technique and Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).– P. 146 - 150.

This paper deals with the same kinds of one channel (brightness-temperature) and two channel optical pyrometrical converters (OPC) designed on the principle of the spectral ratio pyrometer.

Sensibility characteristics of one channel and two channel OPC have been examined with respect to the measured temperature in the temperature range from 937K to 1323K. At the first short-wave OPC channel a Si photodiode was used. At the second, long-wave OPC channel, two kinds of photodiodes were used: the first one is a Ge photodiode with a Si filter installed before it and the second one is a photodiode based on InGaAsP PIN ФДФ2000ТО. Because of substantially smaller values of the spectral ratio signal sensibility for photodiodes in selected areas of OPC channels sensibility it is advisable to use the spectral ratio channel only to periodically correct the signal of the main brightness – temperature OPC.

Further works to design an OPC for measuring gas turbine blades temperature should be conducted in the direction of revealing the ways to reduce methodological errors which take place under actual conditions of gas turbine engine operation.

УДК 621.454.2.04

Разработка программного комплекса автоматизированной обработки и анализа результатов испытаний ЖРД и опыт его применения для программы Sea Launch / И.Н. Никищенко, Б.Ю. Небосенко // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 151 - 153.

Разработан сетевой программный комплекс автоматизированной обработки и анализа результатов испытаний ЖРД, который позволяет на порядок сократить время анализа результатов испытаний, создания отчетной документации.

UDC 621.454.2.04

Software Development For Automated Test Results Processing And Analysing Of Liquid Propellant Engines And Field Experience For SEA LAUNCH Project / I.N. Nikitchenko, B.U. Nebosenko // *Aerospace Technique And Technology*.- Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 151 - 153.

Software for automated test results processing and analysing of liquid propellant engines was developed. It allows reduce a lot analysis time and documentation creation.

УДК 621.671

Снижение вибрации центробежных лопастных нагнетателей в источнике её возникновения / В.И. Мисюра, А.А. Панченко // *Авиационно-космическая техника и технология*.— Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 154 – 159.

На основании экспериментальных исследований установлено чёткая связь между пульсациями давления на выходе центробежных лопастных насосов и вибрацией корпуса. Установка дисковых колец на выходе колеса привела к снижению пульсаций давления и вибрации корпуса — по отдельным гармоникам на 16 Дб.

UDC 621.671

Lowering Of Vibration Centrifugal Vane Forcer In A Source Of Occurrence / V.I. Misura, A.A. Panchenko // *Aerospace Technique And Technology*.- Kharkov, 2003.- Iss. 6 (41).- P. 154 - 159.

On the base of experimental researches exact connection between pulsation of pressure on an output centrifugal vane – pumps and vibration of the case is established. The set rings in a shape of discs on an output of a wheel has resulted in lowering pulsations of pressure and vibrations of the case – by separate harmonics on the 16 decibels.

УДК 62-82

Методика определения объемов испытаний гидроагрегатов / Н.В. Горбатьюк // *Авиационно-космическая техника и технология*.— Харьков, 2003.— Вып. 6 (41).- С. 160 - 163.

Выбор объема испытаний гидравлических малоресурсных агрегатов осуществляется по методу многократных циклических испытаний с приведением контролируемых показателей надежности к первому циклу. Планирование объема испытаний гидравлических ресурсных агрегатов выполняется с учетом категории опасности, вызванной их отказом, и видом процесса, определяющего истощение ресурса. Расчет режимов испытаний базируется на принципе эквивалентности технического состояния деталей агрегатов при испытаниях и эксплуатации.

UDC 62-82

Technique Of Definition Of Test Volume Of Hydraulic Units / N.V. Gorbatiuk // *Aerospace Technique and Technology*.— Kharkov, 2003.— Iss. 6 (41).- P. 160 - 163.

The selection of test volume of aggregates of single usage implements on a method of repeated cycle tests with reduction of monitored parameters of reliability to the first cycle. The planning of test volume of hydraulic aggregates is executed in view of a category of danger of a situation called by failure, and aspect of process defining development of life time. The calculation of modes of tests is founded on a principle of equivalence of availability index of parts of aggregates at tests and exploitation.

УДК 53.087.9:531.787.91

Измеритель перепада давления газа с электрическим выходным сигналом и защитой от перегрузки по давлению для стационарных систем автоматизированного контроля и регулирования / М.В. Ткаченко, А.М. Левтеров, В.М. Семикин, Н.П. Васильченко // *Авиационно-космическая техника и технология*.— Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 164 - 167.

В статье рассматривается измеритель перепада давления газа с электрическим выходным сигналом и эффективной защитой от перегрузок по давлению. Он предназначен для использования в научных исследованиях и в различных технологических процессах взамен традиционных жидкостных стеклянных дифманометров. Технические характеристики прибора позволяют использовать его в системах автоматизированного контроля, сбора информации и управления.

UDC 53.087.9:531.787.91

Gas Pressure Differential Meter With An Electric Output Signal And Pressure Overload Protection For Stationary Computerised Control And Regulation Systems / M.V. Tkachenko, A.M. Levterov, V.M. Semikin, N.P. Vasilchenko // *Aerospace Technique And Technology*.— Kharkov, 2003.— Iss. 6 (41).- P. 164 - 167.

The paper describes a gas pressure differential meter with an electric output signal and an effective pressure overload protection. The device is intended for use in scientific research and in different production processes instead of conventional liquid glass differential pressure gauges. The specifications of the device allow to use it in computerised control, regulation and data acquisition systems.

УДК 539.4

Методика статического тензометрирования дисков ГТД на разгонных стендах с учетом неравномерного нагрева / А.Р. Лепёшкин // *Авиационно-космическая техника и технология*.— Харьков, 2003.- Вып. 6 (41).- С. 168 - 173.

Разработана методика статического тензометрирования вращающихся дисков ГТД на переходных режимах при испытаниях на разгонных стендах с учетом неравномерного нагрева, составляющих погрешности измерения деформации и специфики стендового тензоизмерительного тракта с токосъемником. Получено, что для стабилизации показаний тензометрирования требуется несколько циклов нагружения. Приведены результаты экспериментального и расчетного напряженно-деформированного состояния дисков в стендовых условиях.

UDC 539.4

The Static Strain Measurement Method Of GTE Disks On The Accelerated Cells In View Of Non-Uniform Heating / A.R. Lepeshkin // *Aerospace Technique And Technology*.– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).– P. 168 - 173.

The static strain measurement method of rotating GTE disks on transitive modes at tests on the accelerated cells in view of non-uniform heating, components of strain measurement error and specific character cell strain measurement of a path with current collector. Is received, that the stabilization of the strain indications need a few load cycles. The results to an experimental and calculated stress-deformation state of disks in cell conditions are given.

УДК 006.91

Оценка погрешностей косвенных измерений при испытаниях газотурбинных двигателей / Г.С. Ранченко, А.Г. Буряченко, Д.И. Волков // *Авиационно-космическая техника и технология*.– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 174 - 177.

Описаны проведенные с помощью специально разработанного программного обеспечения автоматизированные исследования метрологических характеристик измерительных каналов, предназначенных для проведения косвенных измерений при испытаниях ГТД. Проиллюстрирована на конкретном примере важность указанных исследований в связи с отсутствием однозначной зависимости между значением результата косвенного измерения и его погрешностью (в то время, как при прямых измерениях такая зависимость всегда определена).

UDC 006.91

Error Estimate Of Indirect Measurements At Tests Of Gas-Turbine Engines / G. Ranchenko, A. Buryachenko, D. Volkov // *Aerospace Technique And Technology*.– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).– P. 174 - 177.

The automatized tests of metrology performances of counting channels intended for realization of indirect measurements at tests of a turbine engine are described, the tests carried with the help of specially designed software. The importance of the indicated tests is illustrated on a particular example in connection with absence of unequivocal relation between value of indirect measurement result and its error (while in direct method of measurements such relation is always determined).

УДК 621.396

Оптимальная оценка координат состояния в САУ расходом топлива авиационного двигателя / Г.С. Ранченко, В.Ф. Миргород // *Авиационно-космическая техника и технология*.– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 178 - 181.

На основе методов оптимальной оценки состояния предлагается структура и алгоритмы функционирования оптимального наблюдателя для САУ расходом топлива в аналоговой и цифровой реализации. Оптимальный наблюдатель, реализуемый в виде специализированного фильтра в обратной связи САУ, обеспечивает РДЦ-450 входными данными об угловом положении и скорости объекта для формирования закона управления и цифровой коррекции переходных процессов.

UDC 621.396

Optimum Estimation Of State Coordinates In Automatic Fuel Rate Control System For An Aero-Engine / G. Ranchenko, V. Mirgorod // *Aerospace Technique And Technology*.– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).– P. 178 - 181.

On the basis of optimum state estimation methods the structure and operation algorithms of the optimum viewer for automatic fuel rate control system in analog and digital realization is offered. The optimum viewer sold by the way of the specialized filter in feedback of automatic system ensures digital engine regulator (РДЦ-450) with input datas about an angular position and rate of object for formation a control law and digital corrective of transient actions.

УДК 662.75.004.12:629.735.036.3(045)

Разработка требований к прибору контроля содержания воды в топливах воздушных судов гражданской авиации / Н.С. Кулик, Г.Н. Никитина, С.В. Бойченко, А.В. Кумейко // *Авиационно-космическая техника и технология*.– Харьков, 2003.– Вып. 6 (41).– С. 182 - 185.

Представлен анализ современных методов и приборов контроля содержания воды в топливах. Рассмотрены особенности применения этих методов и приборов в гражданской авиации. Сформулированы специфические требования к разрабатываемым приборам контроля обводненности реактивных топлив используемых в гражданской авиации.

UDC 662.75.004.12:629.735.036.3(045)

Development Of Requirements To Devices Of Water Content Test In The Fuels Of Civil Aviation Airplanes / N.S. Kulik, G.N. Nikitina, S.V. Boychenko, A.V. Kumeyko // *Aerospace Technique And Technology*.– Kharkov, 2003.– Iss. 6 (41).– P. 182 - 185.

Modern methods and devices analysis of water content test in the fuels is represented. Peculiarities of employment of these methods and devices in the civil aviation are considered. Specific requirements to new devices of water content test in the jet fuels using in civil aviation are formulated.