

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫБРОСОВ ТОКСИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ГТД

Б.Г. Мингазов, д-р техн. наук,

Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева «КАИ», г. Казань, Россия

В настоящее время в исследованиях рабочего процесса камер сгорания наиболее актуальным является снижение выбросов токсичных веществ, таких как NO_x и CO . Это прежде всего связано с продолжающимся ужесточением норм выбросов тепловых двигателей. В то же время такие тенденции в современном двигателестроении, как повышение Π_K^x и T_2^* , снижение α_K способствуют увеличению выбросов NO_x .

Существуют общеизвестные методы снижения выбросов. К ним можно отнести:

1. Снижение уровня температур в зоне горения и уменьшения времени пребывания в ней.
2. Интенсификация смешения топлива и воздуха.
3. Использование каталитического эффекта.
4. Организация двухстадийного процесса горения.

Однако внедрение указанных методов в реальных камерах сгорания не всегда дает положительный эффект.

Необходимость снижения NO_x и CO требует противоположных действий, связанных с тем, что выделение NO_x резко возрастает при увеличении температуры горения смеси T_Γ^* , а выделение CO , наоборот, увеличивается с падением T_Γ^* ввиду уменьшения скорости химического реагирования.

Вследствие вышесказанного при доводке КС по снижению выбросов весьма важным является выявление компромиссных решений.

Проведенные расчетно-экспериментальные исследования в этом направлении позволяют наметить пути доводочных работ по снижению NO_x и CO .

Известно, что термические NO_x формируются в результате химического реагирования кислорода и азота воздуха при пребывании газа в высокотемпературной

зоне горения. Согласно механизму Зельдовича формирования термических NO_x экспоненциально зависят от температуры и линейно от времени пребывания в зоне горения.

$$\frac{d\text{NO}}{d\tau} = \frac{5 \cdot 10^{11}}{\sqrt{O_2}} e^{\frac{-86000}{RT_\Gamma}} \left\{ O_2 N_2 \frac{64}{3} e^{\frac{-43000}{RT_\Gamma}} - (\text{NO})^2 \right\},$$

где τ - время, С;

T_Γ^* - температура в реакционном объеме,

K ; NO , N_2 , O_2 - концентрация компонентов конечной газовой смеси, моль/л.

Данное уравнение позволяет рассчитывать так называемые “воздушные” NO_x , выброс которых для применяемых в ГТД топлив является основным, поэтому при оценке уровня выбросов можно опираться на данную зависимость.

С другой стороны, при использовании данного уравнения при расчетах выбросов в реальных камерах сгорания возникают трудности, связанные с необходимостью определения местных концентраций компонентов газовой смеси и температур в зоне горения. Моделирование внутрикамерных процессов на основе теории турбулентного горения с учетом процессов смешения позволяет определить распределения составов смеси, температуры и полноты сгорания по длине жаровой трубы [1].

Значения указанных закономерностей дают возможность оценить уровень выбросов NO_x , CO , а также определить закономерности их выделения по длине жаровой трубы.

Расчеты проводились по следующей схеме:

1. Весь объем жаровой трубы состоит из N зон.
2. В каждой зоне формируется состав не прореагировавшей смеси топлива, воздуха и продуктов сгорания, поступивших из предыдущей зоны.

3. Концентрация NO_x и CO в каждой зоне определяется выделившимися в ней веществами и поступившими из предыдущей зоны.

В качестве примера на рис. 1 приведены расчетные данные по распределению средних значений температуры газа T_{Γ}^* , полноты сгорания и эмиссии NO_x по длине жаровой трубы при различных α .

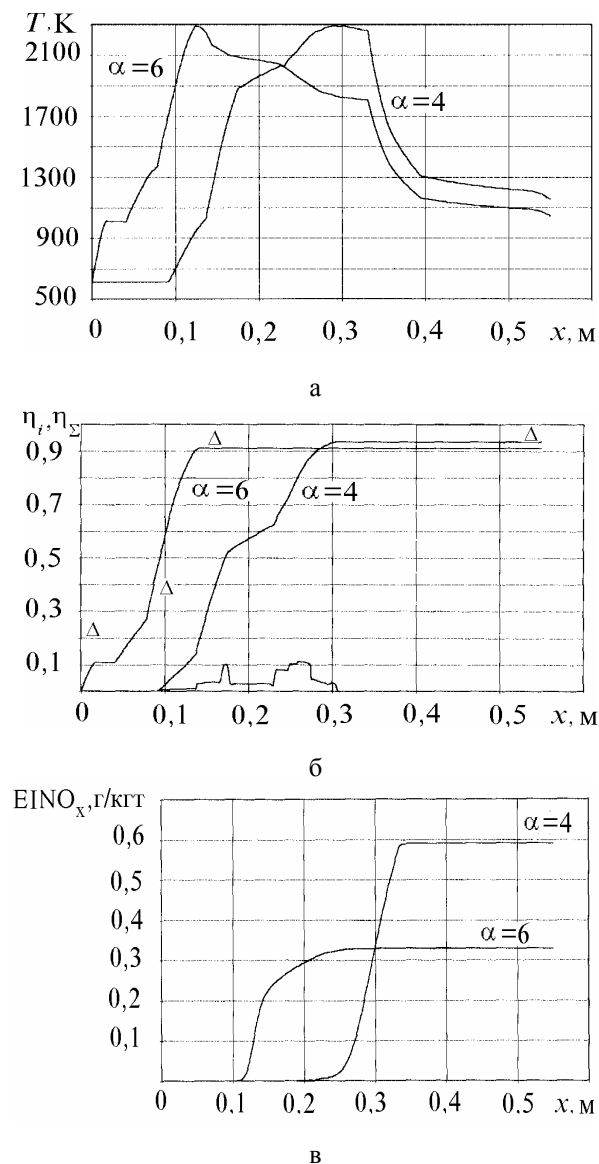


Рис. 1. Расчетное распределение температуры (а), полноты сгорания (б) и эмиссии NO_x (в) по длине жаровой трубы при различных α , $T_{\Gamma}^* = 600 \text{ К}$, $P_{\kappa}^* = 0,1 \text{ МПа}$, топливо – природный газ, Δ – эксперимент; — – расчет

Как видно из графиков, наибольшее выделение тепла происходит в первичной зоне, где достигаются максимальные значения температур газа и полнот сгорания. Наибольшее выделение NO_x происходит в зо-

нах, где температура T_{Γ}^* имеет максимальное значение. По мере движения смеси по длине жаровой трубы происходит разбавление продуктов сгорания вторичным воздухом и температура газа падает и дополнительное выделение NO_x прекращается, при этом полнота сгорания сохраняет постоянное значение. Ввиду отсутствия реагирования параметров обогащение смеси в камере приводит к смещению максимальных значений к выходу жаровой трубы, а уровень выделения NO_x возрастает. Таким образом, совместное решение уравнений, описывающих процессы смешения и сгорания смеси с кинетическим уравнением выделения оксидов азота, позволяет выявить закономерности внутрикамерных процессов и наметить пути по их оптимизации за счет распределения воздуха по длине жаровой трубы.

Обобщение экспериментальных данных по исследованию эмиссии NO_x в различных камерах сгорания показывает общую закономерность, связанную с тем, что существует некоторое значение коэффициента избытка воздуха в камере α_{κ} , при котором наблюдается наибольшее выделение NO_x (рис. 2).

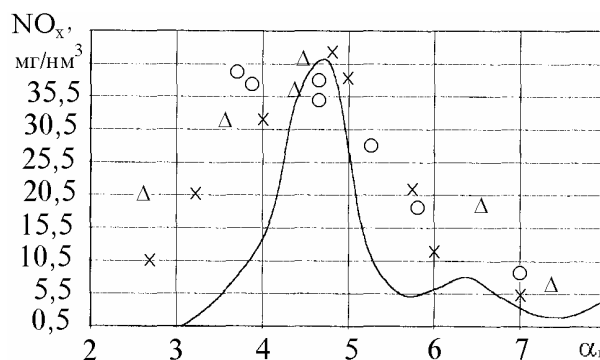


Рис. 2. Зависимость концентрации NO_x от коэффициента избытка воздуха в КС:

$P_{\kappa}^* = 0,1 \text{ МПа}$, $T_{\Gamma}^* = 600 \text{ К}$, топливо – природный газ, — – расчет; o – эксперимент (стендовые испытания КС НК-18СТ); Δ – стендовые испытания КС НК-8, топливо – испаренный керосин (данные В.А. Щукина); x – результаты испытаний КС двигателя CF6-50, топливо – керосин

Здесь же приведены данные расчетов NO_x по вышесказанной методике. Видно, что теория достаточно адекватно отражает экспериментальные данные, что также подтверждает возможность применения рассмотренных подходов при анализе работы КС.

Расчеты, приведенные на основе рассмотренных моделей внутрикамерных процессов, позволили получить графики изменения полноты сгорания, выделения NO_x , CO и УНС от коэффициента избытка воздуха в зоне горения $\alpha_{зг}$ (рис. 3).

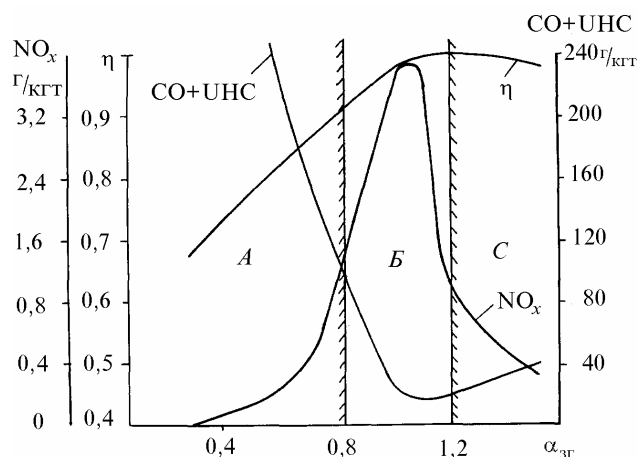


Рис. 3. Изменение параметров газа на выходе из КС по коэффициенту избытка воздуха в зоне горения

При рассмотрении приведенных графиков можно выделить три характерные области: А, В и С. Первая область А характерна тем, что полнота сгорания имеет низкий уровень и соответственно высокие значения выделения окиси углерода и углеводородов, в то же время выделение окислов азота незначительно. В области В достигаются максимальные значения полноты сгорания и соответственно максимальное выделение NO_x , в то же время выход CO и УНС имеет низкий уровень. В области С происходит уменьшение выброса NO_x при относительно низких значениях уровня выделения CO и УНС и высокой полноте сгорания топлива.

Как следует из графиков, с точки зрения обеспечения минимальных выбросов предпочтительнее работа камеры в областях А и С, соответствующих "богатой" или "бедной" зонам горения.

Наилучшие характеристики камеры обеспечиваются при работе камеры с обедненной первичной зоной (область С), так как в этом случае имеет место низкий уровень выбросов токсичных веществ при достаточно высокой полноте сгорания.

Очевидно, рассмотренные области А, В и С для КС различного назначения могут иметь различные диапазоны и смещаться в ту или иную сторону по составу

$\alpha_{зг}$ в зависимости от распределения воздуха по длине жаровой трубы, которое, в свою очередь, зависит от ее назначения.

Высокофорсированные КС, предназначенные для установки на высокотемпературные двигатели, имеют более раскрытую головную часть и большие расходы воздуха направляются на охлаждение стенок. Поэтому в таких КС для минимизации выбросов токсичных веществ следует обеспечить богатую первичную зону наряду с улучшением подготовки смеси перераспределением воздуха между фронтальным устройством и первым рядом отверстий.

В менее форсированных КС, предназначенных для наземных энергетических установок, распределение воздуха в жаровой трубе производится таким образом, что основной воздух подается в зоны догорания и смешения. Поэтому здесь наиболее оптимальным с точки зрения уменьшения выбросов является обеспечение "бедной" зоны горения.

Таким образом, для обеспечения приемлемых характеристик КС необходимо поддерживать температуру в зоне горения в узком интервале на всех эксплуатационных режимах двигателя, что является трудной задачей.

В связи с этим в настоящее время широко внедряется схема двухстадийного сжигания топлива путем применения «богатой» или же «бедной» зон горения в первичной зоне камеры сгорания.

Литература

1. Мингазов Б.Г. Внутрикамерные процессы и автоматизированная доводка камер сгорания ГТД.- Казань: Изд-во КГТУ им.А.Н.Туполева, 2000.- 167 с.

Поступила в редакцию 06.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор П.М. Канило, ИПМаш НАНУ, г. Харьков; канд. техн. наук, доцент В.Е. Костюк, Государственная академия городского хозяйства, г. Харьков.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕСТНОГО ДЕТОНАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Д.А. Долматов, студент, А.И. Долматов, д-р техн. наук, профессор,

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

В современных камерах сгорания авиационных реактивных двигателей и наземных газотурбинных установок сгорание топлива происходит при постоянном статическом давлении. Данный процесс хорошо изучен и постоянно подвергается анализу в целях дальнейшего усовершенствования конструкции камер сгорания и минимизации потерь полного давления в таковых. Однако следует отметить, что любые изменения в конструкции камер сгорания и, в частности жаровых труб, не могут существенно повлиять как на КПД процесса горения, так и на степень подогрева, зависящую главным образом от расхода топлива.

Для получения возможно большей тяги было бы весьма полезно спроектировать такую камеру сгорания, в которой происходило бы повышение полного и статического давлений, что позволило бы реализовать значительно больший перепад на реактивном сопле. Разумеется, в обыкновенных камерах сгорания это невозможно из-за отсутствия подвода механической работы к рабочему телу, а также из-за того, что любое повышение давления приведёт к возрастанию действующей на поток при входе в камеру сгорания силы сопротивления и как следствие – к ограничению расхода воздуха. Для избежания перечисленных выше эффектов нами предлагается использовать в камерах сгорания синхронные местные детонации.

Как известно, в качестве авиационного топлива используются керосины – смесь алканов, или предельных углеводородов. Обычно сгорание алканов происходит с последовательным расщеплением цепи, атаки атомов или активизированных радикалов кислорода на радикал-углеводород и собственно окислением углерода и водорода, происходящим с выделением тепла, – горением. Данный процесс является довольно медленным и не вызывает повышения дав-

ления при условии достаточного реакционного объёма. Нами предлагается реализовать реакцию озонирования углеводородных радикалов и образующихся при горении промежуточных продуктов – непредельных углеводородов с последующей детонацией образующихся озонидов.

Озони́ды – крайне неустойчивые органические соединения надперекисного типа, образующиеся либо при мягком, либо при искровом озонировании всевозможных органических соединений, крайне неустойчивые и разлагающиеся со взрывом [1]. Мы предусматриваем следующую конструкцию камеры сгорания для реализации изложенных выше методов (рис. 1).

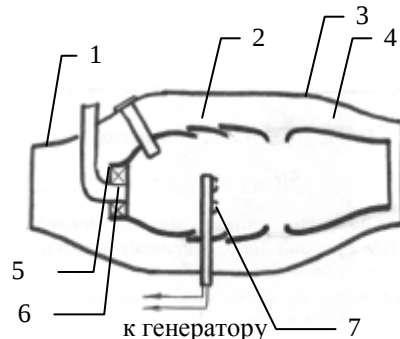


Рис. 1.

Поток воздуха поступает в камеру сгорания через диффузор 1, разделяясь на внутренний, идущий через жаровую трубу 2, и внешний, текущий в канале 4 между жаровой трубой и внешним корпусом 3. Собственно зажигание и возникновение горения топлива происходят в зоне А, инициируемые свечой зажигания 5; топливо поступает через форсунки 6. В зоне Б установлены специальные дополнительные разрядные пластины 7, на которые периодически подаётся высокое напряжение. Возникающий искровой разряд приводит к образованию озона, вступающего в реакцию с

топливом с образованием озонидов. Озониды детонируют, вызывая ударную волну и последующее повышение давления в потоке. Как видно из рисунка, пластины ориентированы таким образом, чтобы отражённая навстречу движению потока составляющая ударной волны воспринималась пластинами и не создавала дополнительного противодействия. Поскольку общая площадь детонационных поверхностей сравнительно невелика, то собственно процесс горения топлива остаётся равномерным. Периодичность подаваемого напряжения, т.е. прерывистость разрядов и детонаций обусловлена возникновением при микровзрывах «мёртвой зоны» - зоны в центре детонации с пониженным давлением и низким содержанием кислорода:

$$v_{tO_{2атм}} = \frac{0.21 \cdot V_t}{22.4}, \quad v_{O_{2реакц}} = v_{tO_{2атм}} - \Delta v_{tO_{2зоны}} \cdot A, \quad v_{tO_{2иниц}} = v_{tO_{2реакц}} \cdot \frac{L_{разряда} \cdot S_{головок}}{V_{к.с}}$$

$$j_{тока} = \frac{I_{пробоя} + 1.4 \cdot v_{tO_{2иниц}} \cdot N_A \cdot q_{e-}}{S_{головок}}.$$

Здесь $v_{tO_{2атм}}$ - молярный расход кислорода через двигатель,

V_t - объёмный расход воздуха,

$v_{tO_{2реакц}}$ - молярный расход кислорода через зону Б,

$v_{tO_{2иниц}}$ - молярный расход кислорода, участвующего в реакции превращения в озон,

$L_{разряда}$ - длина искрового разряда,

$S_{головок}$ - площадь разрядных головок (или площадь поперечного сечения разряда),

$V_{к.с}$ - объём камеры сгорания,

Нужно отметить, что в отличие от теплового сжигания углеводородов озоном, детонация озонидов не приводит к резкому повышению температуры – основная энергия микровзрыва расходуется на скачкообразное повышение давления. Можно выделить следующие фазы описанного процесса (который, разумеется, является нестационарным):

1. Искровой разряд – образование озона (медленная стадия) $3O_2 \rightarrow 2O_3$,

здесь O_2 - молекулярный кислород,

O_3 - озон,

3 и 2 – стехиометрические коэффициенты;

$j_{тока}$ - потребная для реакции плотность тока разряда искры,

$I_{пробоя}$ - ток пробоя газовой смеси,

1.4 – коэффициент пропорциональности, характеризующий вероятность инициации/торможения процесса,

N_A - число Авогадро,

q_{e-} - заряд электрона, Кл. Исходя из приведенных соотношений, можно найти потребное напряжение на разрядниках.

Скорость реакции:

$$C_{O_{2реакц}} = v_{tO_{2реакц}} \cdot \rho_{газа} \frac{1}{G_{воздуха}}$$

$$V_{O_2 \rightarrow O_3} = \frac{dC_{O_2}}{dt} = k_1 \cdot C_{O_{2реакц}} \cdot (1.4 \cdot v_{tO_{2иниц}} \cdot N_A \cdot q_{e-})^{\frac{3}{2}}$$

$$T_{реакции1} = \int_0^{\frac{1}{C_{O_{2реакц}}}} \frac{dC_{O_2}}{k_1 \cdot C_{O_{2реакц}} \cdot (1.4 \cdot C_{O_2} \cdot L_{разряда} \cdot S_{головок} \cdot N_A \cdot q_{e-})^{\frac{3}{2}}}$$

Здесь $C_{O_2\text{реакц}}$ - концентрация кислорода в смеси на момент возникновения разряда,

$\rho_{\text{газа}}$ - плотность газа,

$G_{\text{воздуха}}$ - массовый расход воздуха,

$V_{O_2 \rightarrow O_3}$ - скорость реакции превращения,

k_1 - константа скорости,

$$T_{\text{реакции2}} = \int_{C_{O_3}}^0 \frac{dC_{O_3}}{k_2 \cdot \overline{C_{O_3}} \cdot (1.4 \cdot C_{O_3} \cdot L_{\text{разряда}} \cdot S_{\text{головок}} \cdot N_A \cdot q_{e-})^{\frac{3}{2}}}$$

3. Детонация – быстрая стадия

Озониды $\rightarrow CO_2 + H_2O + E_{\text{взрыва}}$

$$\Delta p \approx \frac{0.5 \cdot E_{\text{взрыва}}}{F_K}$$

$$T_{\Sigma} = T_{\text{реакции1}} \cup T_{\text{реакции2}} - T_{\text{реакции1}} \cap T_{\text{реакции2}}$$

Здесь Δp - ожидаемое повышение давления,

T_{Σ} - период реакции,

F_K - площадь среза выхода камеры сгорания.

Приблизительное изменение давления на срезе выхода камеры сгорания показано на рис. 2.

Таким образом, нами предложена принципиально новая модель камеры сгорания и собственно процесса горения. По полученным теоретическим результатам, достигнуты следующие успех:

1. Возможность повышения полного давления в камере сгорания на 8% без дестабилизации процесса горения и значительного усложнения конструкции

2. Описанная камера сгорания как нельзя лучше подходит к пульсирующим турбинам и тангенциаль-

C_{O_2} - текущая концентрация кислорода в зоне реакции,

$T_{\text{реакции1}}$ - время полного превращения кислорода в озон.

2. Образование озонидов – медленная стадия

Радикалы + $nO_3 \rightarrow$ Озониды

ной турбине [2], так как переменные во времени параметры потока на выходе из камеры сгорания соответствуют требованиям вышеперечисленных турбодетандеров

3. В результате увеличения давления перед турбиной возрастает возможный перепад давлений на сопле, что приводит к значительному увеличению реактивной тяги

В дальнейшем авторами предполагается провести моделирование процесса образования озонидов и последующей детонации, разработка математического аппарата для расчёта камер сгорания предложенного типа, а также выяснение пределов повышения давления без возможных неустойчивых режимов горения.

Литература

1. Неницеску К.Д. Органическая химия.- В 2-х т.- М.: Изд-во иностр. лит-ры, 1962.- 220 с.
2. А. с. 1241781 СССР. Газовая турбина / Г.П. Дикий. Заявка № 3623164, 1986.

Поступила в редакцию 05.07.03

Рецензенты: канд. техн. наук, доцент А.М. Грушенко, Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», г. Харьков; канд. техн. наук, доцент В.Е. Костюк, Харьковский институт летчиков, г. Харьков.

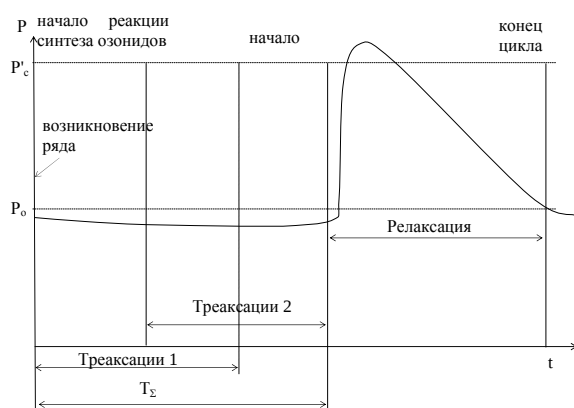


Рис. 2.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРЕДПЛАМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ СУСПЕНЗИОННЫХ ГОРЮЧИХ

*Мусалам Алаа, аспирант (Палестина), Р.А. Кучмамбетов, аспирант,
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков, Украина*

Общая постановка проблемы и её связь с научно-практическими задачами. Перевод современных парогенераторов, работающих на мазуте и газе на сжигания композитных суспензионных горючих (КСГ), а именно пылеугольно-мазутных суспензий (ПУМС) экономически выгодно. Их использование, приготовление, хранение и сжигание аналогично основному топливу. В Украине проблема замещения жидких углеводородных горючих углем особенно актуальна в силу острого дефицита нефтяных ресурсов.

Практический интерес с точки зрения организации процесса сжигания КСГ представляет также возможность введения в их состав веществ – активаторов с целью управления стадийностью процесса. В качестве вещества активатора рассматривается вода [1].

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Ранее были изучены свойства КСГ в предпламенных процессах [2]. Предлагались технологии сжигания ПУМС без использования веществ активаторов. В исследованиях на основании обзора публикаций использовалась суспензия на основе сертифицированного печного топлива (ПТ) ($C_{0,946}H_{1,161}O_{0,002}$ $A^d \cong 0,02$ % [зольность], $V^{daf} \cong 98$ % [выход летучих веществ] и мазута ($C_{0,875}H_{0,125}O_{0,005}$ $A^d \cong 0,14$ %, $V^{daf} \cong 98$ %) с добавлением мелкодисперсной угольной пыли ($C_{0,838}H_{0,056}N_{0,015}O_{0,077}S_{0,014}$, $A^d \cong 19$ %, $V^{daf} \cong 42$ %).

Цель исследований. Целью исследований являлось изучение физических свойств КСГ в процессах горения для дальнейшего численного моделирования.

Результаты исследований. Изучены особенности процесса горения композитных суспензионных горючих. Эксперимент проводился в два этапа.

Первый этап – горение образцов малого объема на термометрической установке.

Второй этап – горение смесей КСГ, объемом до

нескольких литров, на экспериментальной камере сгорания, основные элементы которой: газовойодяной теплообменник; система топливоподачи; система подачи воздуха в камеру сгорания.

Термопары типа ХК установлены на входе и выходе камеры сгорания, на входе и выходе воды в газовойодяной теплообменник.

По измеренным температурам методом теплового баланса определялись коэффициенты полноты сгорания исследуемых составов КСГ.

В ходе первого этапа проводились исследования по определению температуры процесса горения КСГ массой 125 мг. Образцы взвешивались до начала эксперимента и после для определения сухого остатка (зола). После взвешивания бюксу с образцом КСГ помещали над источником огня. Термопара устанавливалась над поверхностью образца. Сигнал с термопары поступал на самопишущий прибор, фиксирующий на бумаге значение температуры по времени, характерное значению времени $\tau^* = 6$ с.

Эксперименты проводились ПУМС с содержанием 10 % угольной пыли и различным содержанием воды. Установлено, что процесс протекает в три стадии:

1. Горение легких углеводородов, содержащихся в мазуте (рис. 1.).
2. Горение тяжелых углеводородов, содержащихся в мазуте (рис. 2.).
3. Горение угольной пыли (рис. 3.).

Результаты экспериментов показали, что увеличение содержания воды в ПУМС до 30 % увеличивает температуру процесса горения.

Эксперименты над КСГ на основе ПТ с содержанием 10 % “угольной пыли” и различным содержанием воды показали, что процесс также протекает в три стадии:

1. Горение легких углеводородов, содержащихся в ПТ (рис. 4.)
2. Горение тяжелых углеводородов, содержащихся в ПТ (рис. 5.)
3. Горение угольной пыли (рис. 6.).

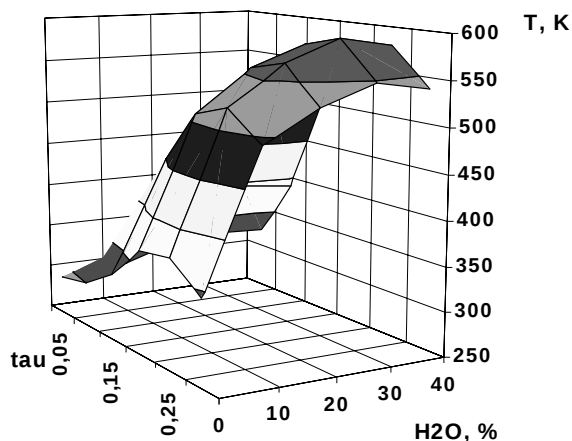


Рис. 1. Первая стадия горения ПУМС

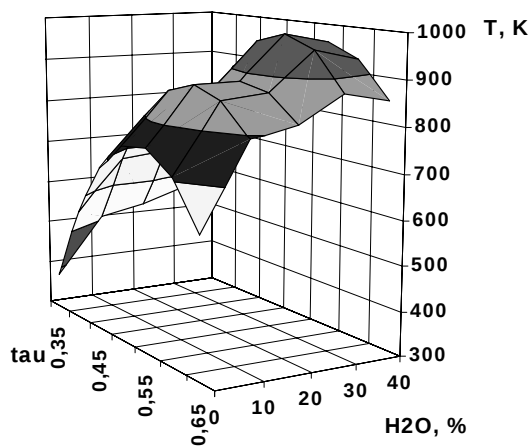


Рис. 2. Вторая стадия горения ПУМС

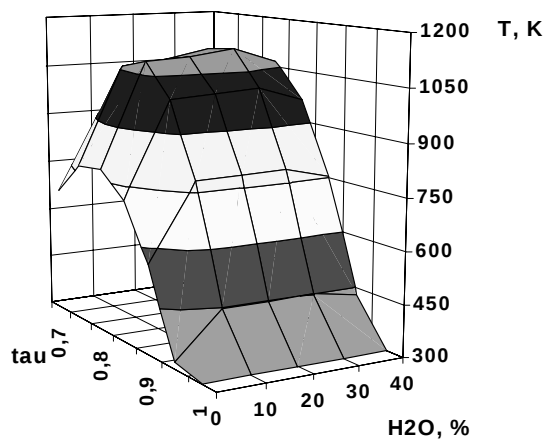


Рис. 3. Третья стадия горения ПУМС

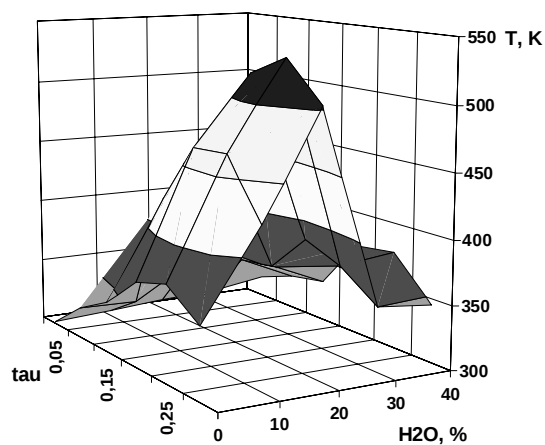


Рис. 4. Первая стадия горения КСГ

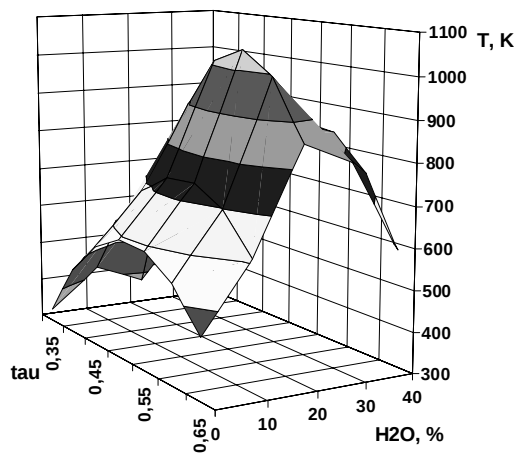


Рис. 5. Вторая стадия горения КСГ

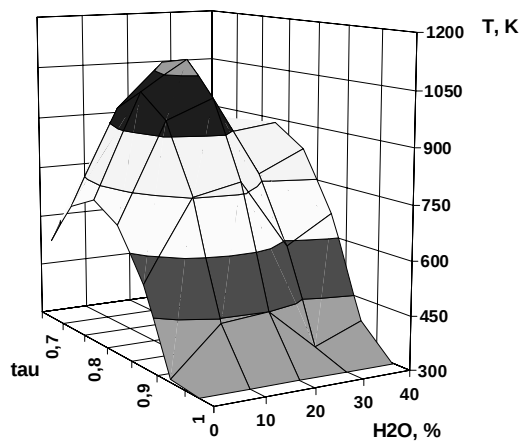


Рис. 6. Третья стадия горения КСГ

Результаты показали, что увеличение содержания воды до 20 % увеличивает температуру процесса горения.

На втором этапе исследований определены температуры процесса горения КСГ в камере сгорания с расходом топлива до 0.002 кг/с. Приготовленное топливо помещалось во второй бак системы подачи топ-

лива. Первичный разогрев камеры сгорания осуществлялся на дизельном топливе (ДТ), находящемся в первом баке. После разогрева камеры постепенно прекрывалась подача ДТ и открывалась подача КСГ. При установлении стабильного режима горения снимались показания температур по газу и воде.

Получена зависимость температуры горения КСГ на основе ПТ от добавок воды и угольной пыли. Результаты представлены на рис. 7.

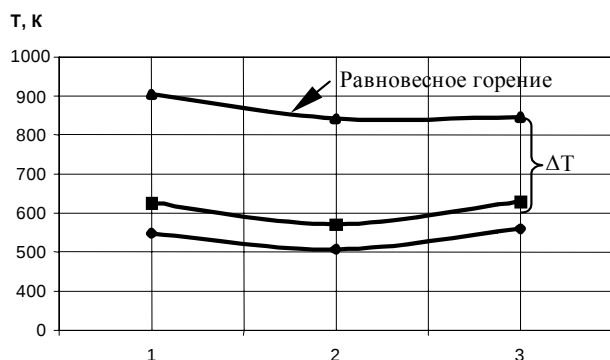


Рис. 7. Влияние добавок воды и угольной пыли на температуру горения

1 - 100% ПТ, 2 - 80% ПТ+20%Н₂О,
3 - 70% ПТ+10% угля+20%Н₂О

Также получена зависимость температуры горения КСГ с различным содержанием ПТ и мазута от добавок воды и угольной пыли. Результаты представлены на рис. 8.

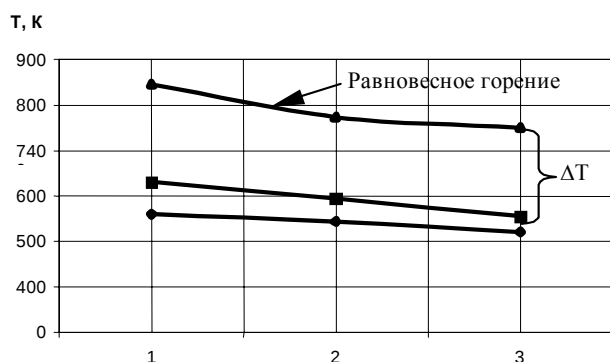


Рис. 8. Влияние состава основного жидкого топлива на температуру горения

1 - 60% ПТ+10% угля+30%Н₂О,
2 - 30% ПТ+30% мазута+10%Угля+30%Н₂О
3 - 60% мазута+10% угля+30%Н₂О

С использованием SOFT ASTRA-4М проведен расчет равновесного состава продуктов сгорания всех экспериментальных составов КСГ в адиабатных усло-

виях. Сделано сравнение результатов расчета и экспериментальных данных. Результаты на рис. 7 и 8.

По известной методике проводился расчет коэффициента полноты сгорания. Результаты представлены на рис. 9.

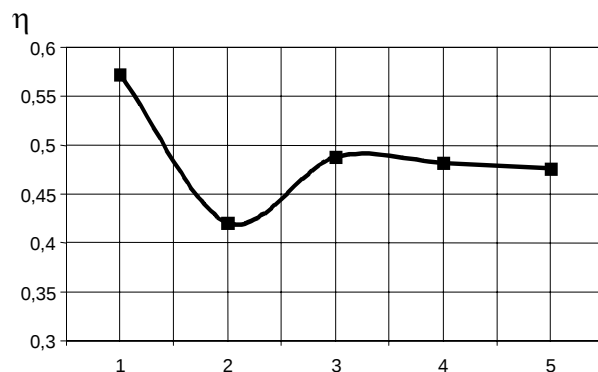


Рис. 9. Коэффициента полноты сгорания

1 - 100% ПТ, 2 - 80% ПТ+20%Н₂О,
3 - 70% ПТ+10% угля+20%Н₂О
4 - 30% ПТ+30% мазута+10% угля+30%Н₂О
5 - 60% мазута+10% угля+30%Н₂О

На базе физической модели [3] построена математическая модель предпламенного процесса эволюции капли суспензионного топлива, основанная на решении уравнений тепломассообмена в сопряженной постановке, т.е. одновременно для двух фаз: k – фазы (капля) и газообразной (окислитель, пары горючих компонентов топлива, нейтральные газы). Решалась сферически – симметричная задача в предположении гомобаричности процессов.

Для k – фазы имеют место следующие обстоятельства: капля нагревается за счёт конвективного теплообмена с газовой фазой и посредством излучения; конвективный перенос в капле пренебрежимо мал; процесс испарения равновесный. Тогда для описания процессов, происходящих в капле, правомерно использование двухтемпературной модели, основанной на гомогенизации, согласно которой температура усредняется по элементарным макрообъемам, значительно превосходящим размеры неоднородностей, достаточно малым по сравнению с размерами тела. При этом уравнение теплопроводности формулируется в пространстве, точками которого являются элементарные макрообъемы.

Капля представлена зернистой структурой, состоящей из жидкой матрицы и твёрдых включений (частиц наполнителя) с характерным размером δ . Для такой системы использовались уравнения теплопроводности для средней температуры t и разности температур между фазами θ .

$$x_1 * c_1 * \rho_1 * \left(\frac{dt}{d\tau} + x_2 * \frac{d\theta}{d\tau} \right) = x_1 * f_1 - a_{\Phi} \theta; \quad (1)$$

$$x_2 * c_2 * \rho_2 * \left(\frac{dt}{d\tau} - x_1 * \frac{d\theta}{d\tau} \right) = x_2 * f_2 + a_{\Phi} \theta + \frac{1}{r^2} * \frac{d}{dr} * \left(r^2 * \lambda^* * \frac{dt}{dr} \right), \quad (2)$$

где $t = x_1 * t_1 + x_2 * t_2$; $\theta = t_1 - t_2$;

f – плотность внутренних источников теплоты;

λ^* – эффективный коэффициент теплопроводности гетерогенной системы;

x – объёмная доля компонента; индексы "1" и "2" относятся к частицам наполнителя f' , ϵ и жидкого наполнителя соответственно,

a_{Φ} – коэффициент теплообмена между фазами.

Предполагалось, что при уменьшении радиуса капли сохраняются однородность и изотропность гетерогенной системы жидкая матрица – твёрдые включения. При этом функциями времени являются объёмная доля компонентов x и коэффициент теплообмена между фазами, вычисляемый по формуле:

$$a_{\Phi} = 7,746 * x_1 * x_2 * \frac{\lambda_1 * \lambda_2}{\lambda^* * \delta^2}. \quad (3)$$

Эффективный коэффициент теплопроводности λ^* определяется по соотношению

$$\lambda^* = \lambda_2 * \left[\frac{\lambda_1 + 2 * \lambda_2 - 2 * x_1 * (\lambda_2 - \lambda_1)}{\lambda_1 + 2 * \lambda_2 + x * (\lambda_2 - \lambda_1)} \right]. \quad (4)$$

В газовой фазе использовались уравнения сохранения компонентов газовой фазы в приближении бинарной диффузии без учёта термодиффузии и конвективного переноса:

$$\rho_{\Gamma} * \left(\frac{dY_i}{d\tau} \right) = \frac{1}{r^2} * \frac{d}{dr} * \left(r^2 * \rho^2 * D * \frac{dY_i}{dr} \right) + W_i, \quad (5)$$

где i – число компонентов в газовой фазе, $i = 3$, Y_i – массовая доля i – го компонента; индексы "1" и "2" относятся к окислителю и парам жидкого компонента

соответственно; D – коэффициент бинарной диффузии; W_i – производство (убыль) i – го компонента за счёт химических реакций. Использовалась традиционная форма описания W_i :

$$W_1 = \rho_{\Gamma}^2 * Y_1 * Y_2 * A * \exp(-E / R * t);$$

$$W_2 = W_1 * L. \quad (6)$$

При записи уравнения энергии в газовой фазе принимали, что число Льюиса равно единице, конвективным переносом и теплообменом излучением пренебрегали:

$$\rho_{\Gamma} * \frac{dh}{d\tau} = \frac{1}{r^2} * \frac{d}{dr} * \left(r^2 * \rho_{\Gamma} * D * \frac{dh}{dr} \right) - \sum_{i=1}^N h_i^0 W_i, \quad (7)$$

где h – энтальпия смеси;

h_i^0 – энтальпия образования i – го компонента.

Система уравнений сохранения для газовой фазы замыкалась уравнениями состояния и калорическим:

$$P = \rho_{\Gamma} * R * t * \sum_{i=1}^N (Y_i / \mu_i); \quad (8)$$

$$h = C_{p_{\Gamma}} * t + \sum_{i=1}^N Y_i * h_i^0. \quad (9)$$

Система уравнений (1) – (9) решалась численно при начальных и граничных условиях.

На начальной стадии эволюции капли, когда расстояние между твёрдыми частицами наполнителя и гетерофазного активатора $g_a \geq \delta$, можно полагать, что испарение осуществляется с поверхности жидкой сферы радиусом r_0 . По мере испарения жидкой основы и уменьшения g_a увеличивается число твёрдых частиц, находящихся на поверхности капли, что эквивалентно уменьшению эффективной поверхности испарения. При этом осуществлялся переход к однотемпературной модели теплопроводности с использованием эффективных коэффициентов c , ρ , λ .

В математической модели использовалась добавка воды в суспензию, как вещества активатора. Добавка учитывается в теплофизических свойствах жидкого наполнителя.

Рассчитывались следующие величины:

1) объёмная доля – $x_2 = x_{ж.к.} + \ell$;

2) коэффициент теплопроводности –

$$\lambda_2 = \lambda_{ж.к.} * (1 - x_1 - \ell) + \lambda_{\ell} * \ell;$$

3) коэффициент теплоемкости –

$$c_{p2} = c_{pж.к} * (1 - x_1 - \ell) + c_{\ell} * \ell;$$

4) плотность –

$$\rho_2 = \rho_{ж.к} * (1 - x_1 - \ell) + \rho_{\ell} * \ell$$

5) энтальпия смеси в газовой фазе –

$$h_2 = h_{ж.к} * (1 - x_1 - \ell) + h_{\ell} * \ell.$$

ℓ – объемная доля воды в суспензии.

По дифференциальным уравнениям, приведенным выше, с помощью конечно-разностного метода написана программа *activ.exe*.

Проведя расчеты, получена зависимость изменения массы капли ПУМС с различным содержанием воды и 10% содержанием угля по времени. Результат представлен на графике рис. 10.

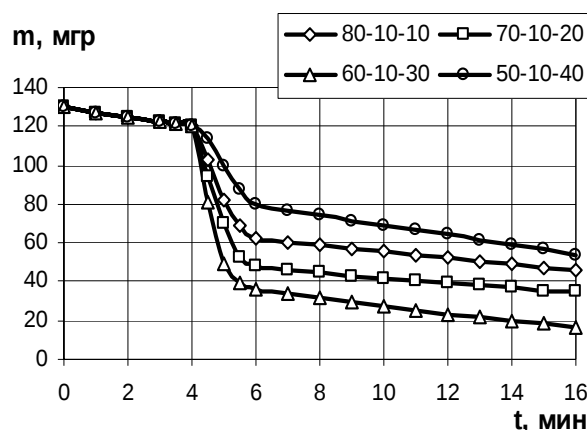


Рис. 10. Изменение массы ПУМС по времени

- 1 – 80 % мазута, 10 % угля и 10 % воды;
- 2 – 70 % мазута, 10 % угля и 20 % воды;
- 3 – 60 % мазута, 10 % угля и 30 % воды;
- 4 – 50 % мазута, 10 % угля и 40 % воды

Из полученных результатов расчета видно, что добавка 30 % воды максимально ускоряет процесс реакции.

Перспектива дальнейших исследований. В перспективе – рассмотрение процессов горения КСГ с применением различных активаторов. По созданной программе возможно проведение расчетов предпламенных процессов различных составов КСГ.

Выводы. Результаты экспериментов по горению КСГ показывают, что наблюдается трехстадийность процесса горения. Это обусловлено тем, что различна температура воспламенения содержащихся в КСГ веществ. Добавка воды значительно увеличивает скорость реакции до определенного процентного содер-

жания, для КСГ на основе ПТ – 20 % воды и на основе мазута – 30 % воды. После проведения экспериментов взвешивался остаток КСГ. Определено, что масса золы составляет 1...2 %. Это говорит о полном сгорании содержащегося образца КСГ с использованием активатора.

Из результатов проведенных экспериментов по горению КСГ на модельной камере сгорания видно, что имеет место качественное совпадение результатов экспериментов и расчетов. Разница объясняется неадиабатичностью процесса подвода тепла. Учет величины потерь приводит к количественному совпадению результатов с точностью до $\Delta T = 250$ К. Отслежен характер процесса горения при изменении состава КСГ.

Результаты численного моделирования качественно совпадают с результатами предыдущих экспериментальных исследований [2].

Таким образом, исходя из результатов проделанной работы, можно сказать, что использование КСГ в качестве топлива для теплогенерирующих установок экономически целесообразно и выгодно.

Литература

1. Бастеев А.В. Принцип активации и его применение в процессах энергопреобразования // Проблемы машиностроения.- 1993.- Вып. 39.- С. 81-87.
2. Бастеев А.В., Мусалам Алаа, Форфутдинов В.В. Экспериментальное определение процентного состава суспензионных горючих на основе печного топлива и мазута // Авиационно-космическая техника и технология: Сб.научн. тр.- Харьков: ХАИ, 2002.- Вып. 29.- С. 203-205.
3. Бастеев А.В., Соловей В.В. Радиационная активация процесса взаимодействия ПХА с водяным паром // Физика горения и взрыва.- 1990.- Т. 26.- № 3.- С. 36-40.

Поступила в редакцию 30.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Г.А. Горбенко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; д-р техн. наук, проф. В.В. Соловей, ИПМаш НАНУ, г. Харьков.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЫГОРАНИЯ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ В СТРУКТУРЕ ДИЗЕЛЬНОГО САЖЕВОГО ФИЛЬТРА

Ю.И. Шеховцов, аспирант,

Л.С. Заиграев, канд. техн. наук, доцент,

Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, г. Луганск, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами

Современные экологические характеристики дизельных двигателей по выбросам с отработавшими газами (ОГ) твердых частиц (ТЧ) обеспечиваются с помощью дизельных сажевых фильтров (СФ), устанавливаемых в системе выхлопа. Требования, предъявляемые к фильтрам заключаются в выполнении ряда условий, таких, как: высокая эффективность улавливания ТЧ нанометрического диапазона, допустимое гидравлическое сопротивление фильтрующего слоя и скорость его нарастания, надежная и дешевая регенерация фильтрующих поверхностей СФ, невысокие градиенты температур, возникающих при выгорании ТЧ в СФ.

Особое значение приобрели последние три условия, определяющие надежность и долговечность работы СФ и сложность его системы регенерации. Прогнозирование состояния фильтрующего элемента (ФЭ) необходимо осуществлять уже в период проектирования системы очистки ОГ от ТЧ для транспортных дизелей с учетом особенностей их эксплуатации. На этой основе проводится выбор стратегии регенерации СФ.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем

Моделирование процесса выгорания углеродистой массы ТЧ — сажи - является неотъемлемой частью исследований СФ. Исследования зарубежных авторов в этой области представлены моделями для СФ сотовой конструкции, получивших распространение для транспортных дизелей ввиду своей компактности. При этом существенными их недостатками являются высокая скорость нарастания и величина противодавления, достигающая 11...15 кПа. Эти недостатки от-

сутствуют у СФ с зернистым ФЭ с электромеханическим способом улавливания ТЧ. Эффективность электромеханического СФ с зернистым слоем в начальный момент включения в работу фильтра принимает высокие значения около 80...85 % [1] в отличие от сотовых фильтров, у которых начальная эффективность составляет не более 60 % [2].

Современные электрические системы нейтрализации токсичных компонентов ОГ дизелей, в том числе и ТЧ, работают также по принципу образования активных молекул-радикалов, которые участвуют в окислении токсикантов на каталитическом покрытии, нанесенном на поверхность зернистого слоя небольшой толщины. В основе этого метода лежит механизм организации нетермической плазмы с помощью диэлектрического барьерного разряда [3]. Подобные процессы происходят и в электромеханическом СФ при коронирующем разряде.

Для проектного и прогностического исследования комплексных электрических систем нейтрализации токсикантов ОГ дизелей с зернистым слоем отсутствуют модели позволяющие учитывать особенности процесса выгорания сажи в зернистой структуре ФЭ. А существующие модели для сотовых СФ не учитывают особенностей теплопередачи, накопления и выгорания ТЧ в зернистом слое.

Цель исследований

Целью работы являются результаты разработки математической модели процесса выгорания сажи в структуре зернистого ФЭ СФ на базе модельных исследований фильтров сотовой конструкции и теоретического исследования с помощью разработанной модели регенерации СФ.

Результаты исследований

Анализ моделей для фильтров сотовой конструкции показал, что в качестве основного уравнения баланса энергии используется уравнение нестационарной теплопроводности для стенки ФЭ с источником тепловыделения, например, в работе [4] приведено следующее уравнение:

$$\frac{\partial Q_{\text{вн}}}{\partial t} = H_{\lambda} + H_{\alpha} + H_p. \quad (1)$$

Здесь $Q_{\text{вн}}$ - внутренняя энергия стенки и слоя сажи. Вклад теплопроводности H_{λ} определяется выражением:

$$H_{\lambda} = -\lambda_c \frac{\partial}{\partial z} \left(w \frac{\partial t_{\text{ст}}}{\partial z} \right) - \lambda_{\text{ст}} w_{\text{ст}} \frac{\partial^2 t_{\text{ст}}}{\partial z^2}, \quad (2)$$

где λ_c и $\lambda_{\text{ст}}$ - коэффициенты теплопроводности сажи и стенки соответственно;

w и $w_{\text{ст}}$ - толщина слоя сажи и стенки ФЭ соответственно;

z - координата вдоль стенки ФЭ.

Теплоотдача учитывается слагаемым H_{α} :

$$H_{\alpha} = \alpha_1(t_1 - t_{\text{ст}}) + \alpha_2(t_2 - t_{\text{ст}}), \quad (3)$$

где α_1 и α_2 - коэффициенты теплоотдачи от ОГ к стенке, соответственно, по ходу течения ОГ на входе в стенку и выходе из нее;

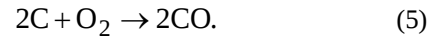
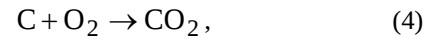
t_1 и t_2 - температура ОГ перед стенкой ФЭ и после нее соответственно;

$t_{\text{ст}}$ - температура стенки и слоя ТЧ.

Скорость тепловыделения от выгорания сажи H_p определяется законом Аррениуса для скорости окисления углерода кислородом. По толщине слоя ФЭ скорость тепловыделения в каждый момент времени является величиной переменной и будет зависеть от распределения ТЧ по структуре ФЭ, концентрации окислителя и термодинамического состояния ФЭ и накопленной в нем сажи.

Для зернистого ФЭ распределение ТЧ по толщине слоя ФЭ имеет экспоненциальный вид и определяется влиянием механизмов улавливания ТЧ с СФ.

В основу модели выгорания сажи в слое дизельного СФ с зернистым ФЭ положен механизм окисления по реакциям:



Реакции (4) и (5) являются итоговыми как для термического механизма взаимодействия углерода с кислородом, так и для каталитического.

При моделировании основными параметрами, характеризующими процесс регенерации, являются: температура газового потока (t), температура слоя (t_c), относительная объемная концентрация кислорода (r), масса сажи (m_c), перепад давления фильтрующего слоя (Δp).

Изменение температуры потока ОГ по толщине зернистого слоя ФЭ определяется из решения уравнения энергии для потока ОГ. При незначительных колебаниях давления процесс можно считать изобарным, поэтому уравнение энергии запишется через изменение энтальпии потока ОГ, равное потоку тепла, отдаваемого или воспринимаемого газом посредством теплоотдачи [5]:

$$\frac{GC_p}{\omega} \frac{\partial t}{\partial \tau} + GC_p \frac{\partial t}{\partial x} = \alpha A_c (t - t_c); \quad (6)$$

где τ - время;

x - координата по толщине слоя;

G - массовый расход потока ОГ;

C_p - удельная изобарная теплоемкость ОГ;

ω - скорость потока ОГ в живом сечении ФЭ;

α - коэффициент теплоотдачи для системы поток ОГ - зернистый слой;

A_c — поверхность теплоотдачи на единицу длины слоя.

Определить температуру в i -м слое зернистого ФЭ можно из уравнения:

$$\rho_c C_c V_c \frac{\partial t_c}{\partial \tau} = H_p + \alpha F_c (t - t_c), \quad (7)$$

где ρ_c - насыпная плотность зернистого слоя;

C_c - массовая теплоемкость зернистого слоя;

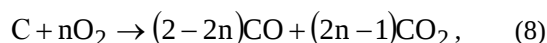
V_c - объем i -го слоя ФЭ;

F_c - поверхность теплоотдачи.

Уравнение (7) имеет более простой вид, чем уравнение нестационарной теплопроводности для тела шарообразной формы. Здесь отсутствуют частные

производные второго порядка, поэтому численное решение уравнения (7) существенно проще осуществляется, чем решение уравнения теплопроводности. На точность решения вид уравнения энергии (7) практически не влияет. Результаты решения по этим уравнениям отличаются на 1...3 % и зависят от способа осреднения размера шарообразного тела.

Поглощение кислорода в ходе регенерации можно определить, например, по способу описанному в работе [4]. Для этого уравнения реакции (4) и (5) запишем в следующем виде:



где $n = 1 - f_{CO}/2$ - удельное количество кислорода, участвующего в окислении сажи.

Здесь f_{CO} - избирательность окисления углерода сажи по реакции (5), определяемая по зависимости:

$$f_{CO} = \frac{1}{1 + K_{S1}/K_{S2}}, \quad (9)$$

где K_{S1} и K_{S2} - удельная скорость выгорания сажи по реакции (4) и (5).

В общем случае в фильтрах с каталитическим покрытием выгорание сажи протекает по термическому и каталитическому механизмам. Поэтому поглощение кислорода в каждом i -м слое ФЭ определится по выражению:

$$\Delta g = \Delta g_1 + \Delta g_2 = r_0 \left[2 - \exp\left(-\frac{\beta n_1 k_1 F_1 \rho}{G}\right) - \exp\left(-\frac{\beta n_2 k_2 F_2 \rho}{G}\right) \right], \quad (10)$$

где r_0 - концентрация O_2 на входе в i -й слой ФЭ;

Δg_1 и Δg_2 - поглощение кислорода по каталитическому и термическому механизмам;

$\beta = M_O/M_C$ - отношение молярных масс соответственно кислорода и углерода;

n_1 и n_2 - удельное количество кислорода, участвующего в каталитической и термической реакциях;

k_1 и k_2 - константы скорости реакций по каталитическому и термическому механизмам;

F_1 и F_2 - поверхность реакции для каталитической и термической реакций;

ρ - плотность ОГ.

Тепловой эффект реакции от выгорания сажи H_p в уравнении (7) определяется по выражению:

$$H_p = Q_{p1}G \frac{M_C \Delta g_1}{Mn_1} + Q_{p2}G \frac{M_C \Delta g_2}{Mn_2}, \quad (11)$$

где Q_{p1} и Q_{p2} - удельные тепловые эффекты каталитической и термической реакций;

M - молярная масса ОГ.

Баланс количества движения для ФЭ ввиду сложности решения общей задачи сводится к уравнению для перепада давления, которое устанавливает связь между тепловыми потерями и трением среды.

Перепад давления в сотовых фильтрах определяется гидравлическим сопротивлением пористой стенки ФЭ. Величина перепада давления в этом случае описывается законом Дарси. В случае зернистого слоя это уравнение неприемлемо. Необходимо использовать зависимости для зернистого слоя, которые можно представить в известном виде:

$$\Delta p = \zeta_t \frac{\rho_{cp} \omega_{tcr}^2}{2}, \quad (12)$$

где ζ_t - коэффициент сопротивления для зернистого слоя и сажи с учетом изменения температуры;

ρ_{cp} - плотность газового потока, рассчитанная по среднеарифметической температуре t_{cp} потока ОГ вдоль слоя;

ω_{tcr} - скорость потока перед зернистым ФЭ, взятая по среднеарифметической температуре t_{cp} потока ОГ вдоль слоя.

Численное решение системы уравнений (6), (7), (10), (12) возможно при задании соответствующих начальных и краевых условий. Результаты моделирования позволяют оценивать влияние на процесс регенерации таких факторов, как температура и массовый расход ОГ, начальная температура слоя, концентрация кислорода в ОГ, масса накопленной сажи и характер ее распределения по слою, а также исследовать динамику процесса регенерации при изменении перечисленных факторов.

Результаты расчетного моделирования регенерации зернистого СФ с объемом ФЭ 12,7 л (фильтрация через стенку цилиндра) для случая изменения расхода

ОГ представлены на рисунке при начальной температуре слоя по толщине 350 °С, температуре ОГ на входе СФ 700 °С, толщине ФЭ 30 мм. Начальное количество сажи в слое 112 г, из них 12 г контактирует с катализатором. Результаты моделирования температуры слоя представлены для слоя ФЭ, расположенного на расстоянии 5...10 мм от входа в ФЭ по потоку ОГ.

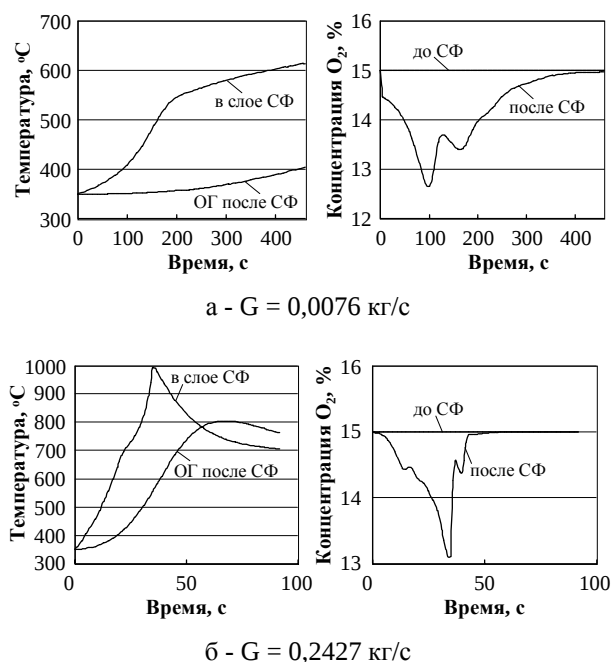


Рис. 1. Результаты моделирования регенерации ФЭ

Перспективы дальнейших исследований

Рассмотренная модель может применяться для исследований как зернистых фильтров, так и фильтров сотовой конструкции. Модель без существенных изменений в ней может применяться при исследовании механизмов окисления дизельной сажи, отличных от механизма, осуществляемого по реакциям (4) и (5), например, система CRT.

Выводы

Предложенная модель выгорания сажи в зернистом слое ФЭ дизельного СФ учитывает процессы теплообмена между ОГ и ФЭ, геометрию фильтрующего слоя, распределение ТЧ по ФЭ и закон тепловыделения, влияние факторов регенерации и может использоваться при проектировании систем нейтрализа-

ции для дизелей различного назначения. На основе результатов расчетного эксперимента можно подбирать оптимальные варианты системы регенерации осадительных поверхностей зернистых фильтров и режимы работы двигателя при экстренной регенерации.

Литература

1. Исследование эффективности электромеханического фильтра при повышенных температурах / Л.С. Заиграев, А.С. Попов, И.П. Васильев, А.М. Красносельский // Экология двигателя и автомобиля: Сб. науч. тр.- М.: НАМИ, 1998.- С.391-405.
2. Заиграев Л.С., Попов А.С. Анализ конструкций систем очистки отработавших газов дизельных двигателей от твердых частиц // Экология: Сб. науч. тр. ВУНУ им. В. Даля и Познаньского технического университета.- 2002.- № 2.- С. 57 - 65.
3. Non-Thermal Plasma System Development for CIDI Exhaust Aftertreatment / M.L. Balmer, R. Tonkyn, G. Maupin, S. Yoon, A. Kolwaite, S. Barlow, N. Domingo, J. Storey, J. Hoard, K. Howden // SAE Techn. Pap. Ser.- 2000.- № 2000-01-1601.- P. 1-7.
4. Konstandopoulos A.G., Kostoglou M. Periodically Reversed Flow Regeneration of Diesel Particulate Traps // SAE Techn. Pap. Ser.- 1999.- №1999-01-0469.- 14 p.
5. Кошкин В.К., Калинин Э.К. Теплообменные аппараты и теплоносители.- М.: Машиностроение, 1971.— 200 с.

Поступила в редакцию 25.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Ю.А. Куликов, каф. «Автомобили» ВНУ им. Даля, г. Луганск; В.Н. Кошель нач. гос. управления экологии и природных ресурсов в Луганской обл. г. Луганск.

К ВОПРОСУ НАГАРООБРАЗОВАНИЯ В ФОРСИРОВАННЫХ ДВУХТАКТНЫХ ДИЗЕЛЯХ ТИПА 6ТД

Н.К. Рязанцев, д-р техн. наук., генеральный конструктор, В.З. Бычков, вед. инж.,

П.Я. Перерва, канд. техн. наук, нач. сектора, Н.В. Клименко, вед. инж., нач. лаб.,

А.Ф. Доровской, нач. отдела,

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

Ухудшение технического состояния двухтактного форсированного дизеля в эксплуатации неразрывно связано с отложениями нагара в газозвушном тракте, в поршневых канавках и на других деталях цилиндро-поршневой группы. Образовавшийся нагар уменьшает проходные сечения в органах газораспределения и проточной части турбины, что приводит к снижению коэффициентов наполнения цилиндров свежим зарядом, избытка воздуха на сгорание и продувки. В результате этого уменьшается расход воздуха через цилиндры, повышается теплонпряженность деталей цилиндро-поршневой группы, что в конечном итоге ограничивает ресурс и надежность работы дизеля в целом.

Причины нагароотложений в этих дизелях изучены недостаточно. В настоящее время нет эффективных способов предупреждения или снижения нагара в сечениях и полостях газозвушного тракта, лимитирующих его производительность. Отсутствует единое мнение об источниках нагарообразования и степени влияния скоростного и тепловых режимов работы дизеля на его образование. В связи с этим разработка способов снижения уровня нагарообразования в дизелях как на этапе проектирования, так и в условиях эксплуатации является актуальной научной и практической задачей.

Авторы ряда работ [1 - 3] связывают нагарообразование в дизелях с теплонпряженностью деталей, интенсивным окислением, разложением и коксованием углеводородов масла, образованием при длительной работе твердых нерастворимых веществ, которые накапливаются в масле и откладываются на сильно нагретых деталях дизеля. В начальной фазе образова-

ния нагара в результате высокотемпературного окисления масла в тонком слое появляется смолисто-лаковая пленка. Последующие фазы - роста и равновесного состояния нагара происходят довольно быстро и на установившемся режиме толщина нагара тем быстрее достигает своего предельного значения, чем выше температурный режим и меньше термоокислительная стабильность моторного масла. Как только слой нагара достигнет предельного состояния, его рост прекращается и устанавливается равновесие: толщина слоя нагара остается постоянной и не зависит от продолжительности работы дизеля. При изменении режима работы двигателя или расхода масла на угар количество ранее отложившегося нагара может либо уменьшаться (вследствие выгорания), либо увеличиваться.

Как показали результаты выполненных авторами исследований по моделированию процессов лако-нагарообразования на поршне и в окнах цилиндров, неоправданно занижается роль продуктов неполного сгорания топлива в виде твердых сажистых частиц, которые проникают с маслом в полость картера из камеры сгорания и накапливаются в масле в виде нерастворимых веществ. Опыты проводились на моторной установке с дизельным двигателем 1С 8/11, где с помощью свидетелей: Са - элемент металлоорганических присадок масла МТ-16П и Мп в топливе - элемент введенной присадки ЦТМ, изучались процессы загрязнения масла в картере дизеля сажистыми частицами. Нагарообразующие свойства масла определялись на приборе "Плита", где имитировались процессы, происходящие в окне цилиндра двигателя.

Проведенные испытания на режимах нагрузочной

характеристики при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ в зависимости от состава топливно-воздушной смеси - коэффициента избытка воздуха на сгорание топлива (α) и смене масла после 30 часов работы на каждом режиме показали, что после даже непродолжительной работы дизеля масло в картере темнеет, в нем появляются вещества в виде механических примесей, нерастворимых в бензине (НРБ), органического и неорганического происхождения, увеличиваются кинематическая вязкость, зольность и снижается щелочное число.

Такие изменения физико-химических свойств связаны с загрязнением масла твердыми сажистыми частицами продуктов неполного сгорания топлива, причем интенсивность загрязнения и лако-нагарообразования на поршне увеличиваются по мере уменьшения α и увеличения содержания сажи в продуктах сгорания. Снижение α от 2,5 до 1,6 увеличивает интенсивность поступления сажи в масло примерно в 5 раз (с 0,5 до 2,4 г/ч), при этом количество поступившей сажи в масло относительно ее содержания в продуктах сгорания не изменяется и составляет 6...7 %. Динамика накопления НРБ в масле и отложений на поршне в баллах показаны на рис. 1.

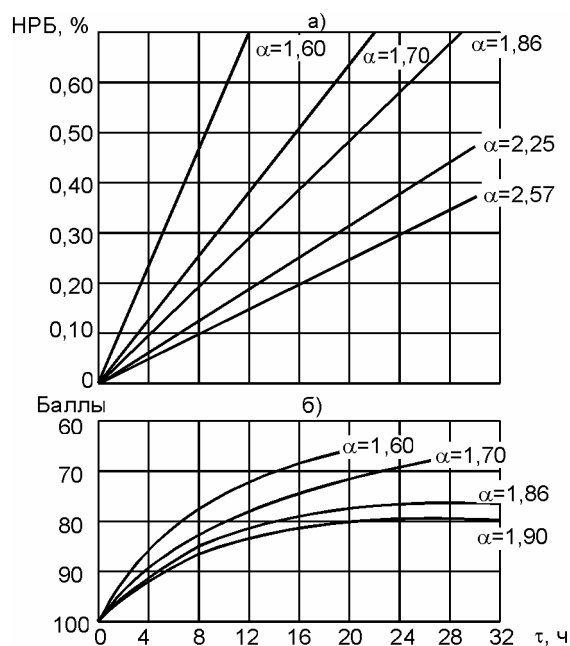


Рис. 1. Динамика накопления НРБ в моторном масле (а) и загрязнения поршня дизеля 1С 8х11 при работе на режимах с различным составом топливно-воздушной смеси (б)

Суммарная оценка лако-нагароотложений на поршне проводилась по 100-балльной отрицательной шкале английского стандарта IP175/64 [2] с учетом отложений в поршневых канавках, на поршневых кольцах, на перемычках канавок и юбке поршня.

По результатам лабораторных исследований нагарообразующие свойства проб масла МТ-16П, отобранных после 30 часов работы на каждом режиме, неодинаковы. При набрызгивании масла, нагретого до температуры 130°C, на плиту с температурой 330°C (в течение 3 часов с периодичностью 10 с - набрызгивание и 4 мин - остановка) количество нагароотложений на её поверхности увеличивается пропорционально содержанию в пробах масла НРБ (рис. 2).

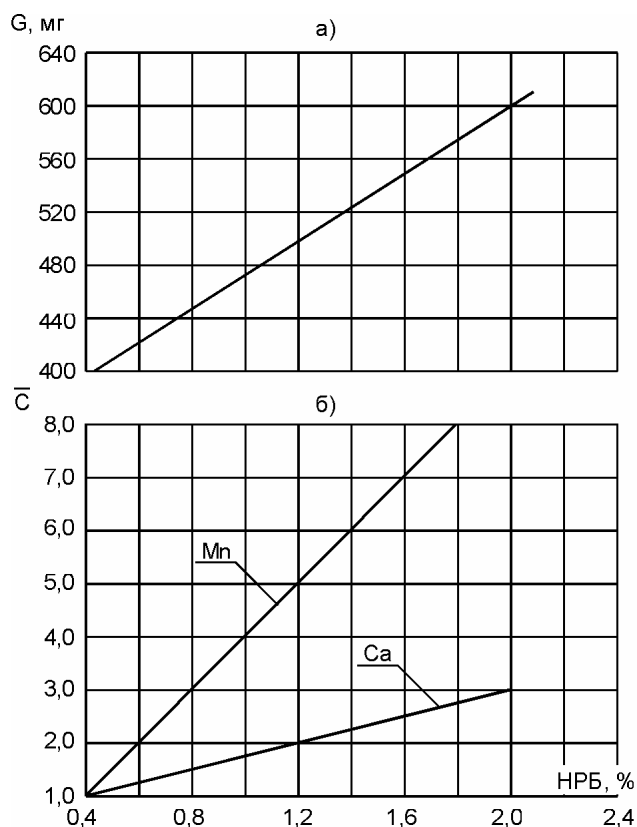


Рис. 2. Зависимость количества нагара и содержания в нём продуктов топливного и масляного происхождения от НРБ в работавшем масле:

а – количество нагара,
б – относительное содержание в нагаре продуктов топливного (Mn) и масляного (Ca) происхождения

Прирост массы отложений осуществляется как за счет продуктов масляного, так и топливного происхождения, однако преобладающее влияние на нагарообразование оказывают продукты топливного происхождения (сажистые частицы). Об этом свидетельствуют результаты спектрального анализа отложений с плиты на содержание Са и Мп, которые были выбраны в качестве свидетелей для определения источников нагарообразования.

Из показанных на графиках (рис. 2) зависимостей видно, что приращение концентрации Мп (введенного в топливо) в отложениях, полученных на плите, значительно больше, чем Са.

Кроме того, были проведены исследования нагарообразующих свойств моторных масел М-16 ИХП-3, Галол М-4042 ТД и М-8В₂ с различным уровнем антинагарных свойств в зависимости от температуры плиты (рис. 3).

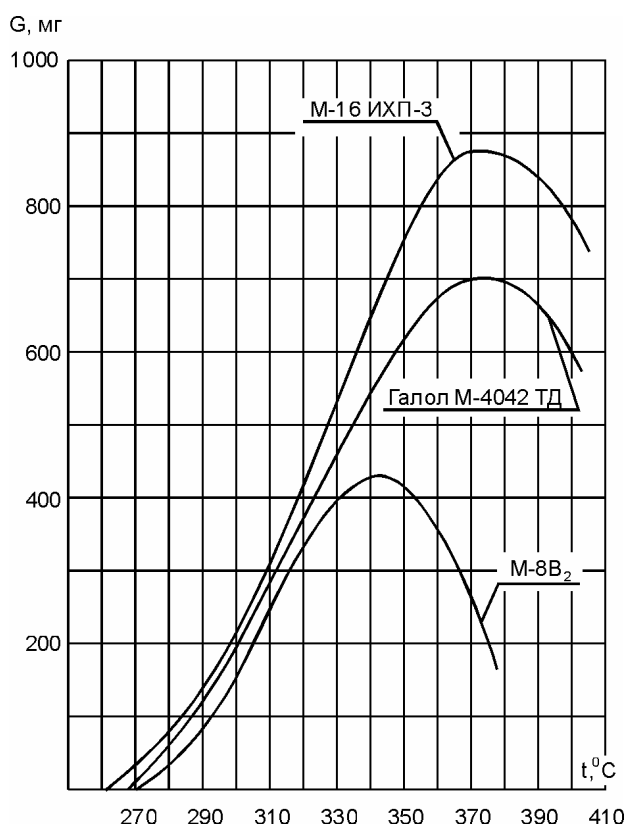


Рис. 3. Зависимость нагарообразующих свойств моторных масел от температуры плиты

Видно, что температура плиты в диапазоне 270...400 °С оказывает существенное влияние на нагарообразование.

Прирост массы отложений происходит при увеличении температуры до определенного предела (различного для каждого из исследованных масел), затем масса нагара снижается за счет выгорания. Полученные результаты свидетельствуют о том, что уменьшение нагарообразования может быть достигнуто также посредством снижения температуры, контактирующей с маслом поверхности, применения масла с более высоким уровнем термоокислительной стабильности и антинагарных свойств.

Зависимости, полученные при моделировании процессов нагарообразования, подтверждаются результатами стендовых испытаний большого количества двухтактных дизельных двигателей 5ТДФ (12/х12) с литровой мощностью 52 л.с.

Напряженные режимы работы двухтактного форсированного дизеля, особенно по внешней характеристике, приводят к накоплению в масле сажистых частиц, окислению и старению его, образованию углеродистых высокотемпературных отложений в выпускных окнах, продувочных отверстиях цилиндров, в канавках поршневых колец, полостях выпускных коллекторов и др.

Интенсивность протекания этих процессов зависит от величины коэффициента избытка воздуха, который, как было показано выше, имеет исключительно важное значение для предотвращения нагарообразований на деталях газозвушного тракта и цилиндропоршневой группы современных дизелей. Об этом свидетельствуют также данные, приведенные на графике (рис. 4), где показано влияние суммарного коэффициента избытка воздуха (α_f) на закоксованность выпускных окон цилиндров по результатам длительных испытаний двигателей 5ТДФ на масле М-16 ИХП-3 при различной температуре окружающего воздуха 0...40°С.

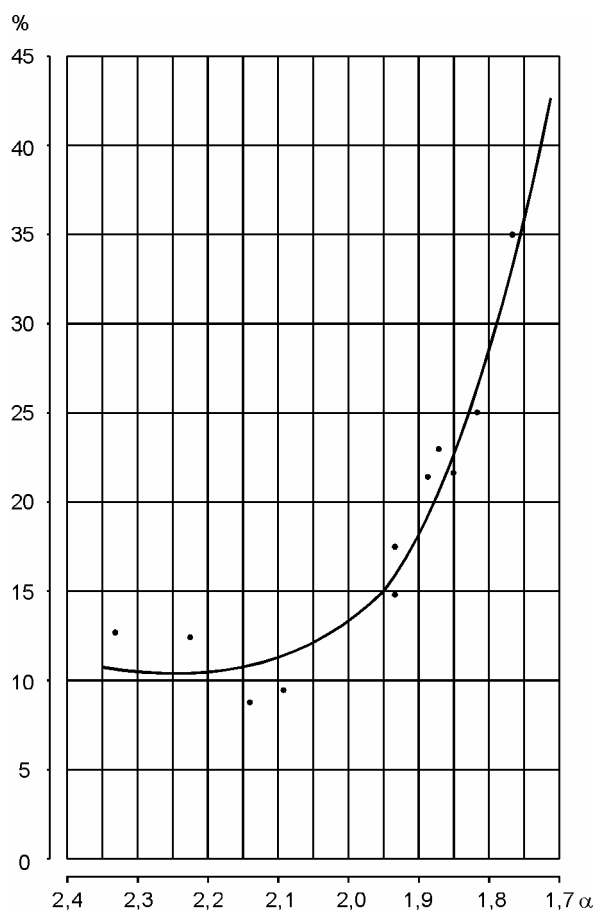


Рис. 4. Влияние суммарного коэффициента избытка воздуха на закоксованность выпускных окон цилиндров двигателя 5ТДФ за время гарантийной наработки

Из показанных на графике зависимостей следует, что при $\alpha = 2,0 \dots 2,1$ и выше закоксованность выпускных окон цилиндров небольшая и не оказывает существенного влияния на параметры рабочего процесса. Однако при уменьшении α до 1,9 и ниже (значения, соответствующие высоким температурам окружающего воздуха) увеличивается неполнота сгорания топлива, что приводит к повышению интенсивности лако-нагарообразований на окнах, вследствие чего закоксованность резко возрастает.

Для уменьшения нагароотложений в двигателе 5ТДФ и его модификациях по результатам проведенных исследований были разработаны мероприятия, направленные на снижение содержания в продуктах сгорания сажистых частиц, температуры стенок окон цилиндров, а также на повышение диспергирующих и антинагарных свойств масла. С этой целью были оптимизированы параметры наддува, обеспечивающие

сгорание топлива при более высоких значениях α , повышена эффективность процесса смесеобразования за счет внедрения цилиндра [4] с винтообразной формой боковых стенок продувочных окон (вместо отверстий) и увеличенной фазой открытия продувочных окон для уменьшения "заброса" газа, организовано охлаждение перемычек окон цилиндра водой, а также разработано совместно с ведущими предприятиями Украины новое моторное масло Галол М-4042 ТД [5].

Реализация этих мероприятий позволила снизить уровень нагароотложений на деталях газозвушной системы и цилиндро-поршневой группы дизелей при лучших значениях экономических и экологических показателей и обеспечила дальнейшее форсирование параметров рабочего процесса при создании двигателей типа 6ТД с литровой мощностью до 74 л.с., а также их надежность и моторесурс при эксплуатации в жарких климатических зонах.

Литература

1. Папок К.К., Пискунов В.А., Юрени П.Т. Нагары в реактивных двигателях.- М.: Транспорт, 1971.- 120 с.
2. Дерябин А.А. Смазка и износ дизелей.- Л.: Машиностроение, 1974.- 170 с.
3. Венцель С.В. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания.- М.: Химия, 1979.- 120 с.
4. Улучшение газообмена форсированного двухтактного дизеля за счет оптимизации формы выпускных окон цилиндров / В.З. Бычков, Ю.С. Бородин, С.А. Алёхин, П.Я. Перерва // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 2001.- Вып. 26.- С. 52-60.
5. Рязанцев Н.К., Бородин Ю.С., Бычков В.З. Моторное масло Галол М-4042 ТД для форсированных дизелей военно-гусеничных машин // Вестник Харьковского политехнического университета.- 2000.- Вып. 101.- С. 164-168.

Поступила в редакцию 02.06.03

Рецензенты: канд. техн. наук, нач. отдела П.Е. Куницын, КП ХКБД, г. Харьков; д-р техн. наук, профессор А.П. Кудряш, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков.

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ СПОСОБОВ СТАБИЛИЗАЦИИ ПЛАМЕНИ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ВОЗДУШНО-РЕАКТИВНОГО ТИПА

А.М. Грушенко, канд. техн. наук, Д.И. Завистовский,

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

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Стабилизация фронта пламени в камерах сгорания (КС) воздушно-реактивного типа различного назначения, в частности в малоразмерных газогенераторах технологического назначения, является актуальной проблемой. Обеспечение стабильной работы камер сгорания в широком диапазоне режимных параметров является общей проблемой как для камер сгорания воздушно-реактивных двигателей, так и стендовых исследовательских газогенераторов (ГГ) для имитации газодинамического и теплового воздействия, технологических газогенераторов для обработки различных материалов.

Обзор и анализ современных публикаций и исследований. К настоящему времени сформировалось два основных направления, определяющих способ стабилизации фронта пламени в камере сгорания. Наиболее распространенным и исследованным является стабилизация путем помещения в поток продуктов сгорания плохобтекаемых тел [1].

Стабилизировать фронт пламени в КС воздушно-реактивных двигателей (ВРД) и малогабаритных газогенераторов можно с помощью так называемых газодинамических стабилизаторов, т.е., путем введения в поток продуктов сгорания газовых потоков различных форм и направлений. Данный способ имеет ряд преимуществ по сравнению с предыдущим: снижаются потери на обтекание стабилизатора, химическая энергия введенного газа может быть использована в процессе горения, вводимый газовый поток можно использовать для охлаждения элементов КС.

В отечественной и зарубежной литературе имеются публикации, посвященные исследованию различных способов газодинамической стабилизации [2, 3], а также описанию физического взаимодействия потоков в подобных КС.

Цель исследований. Целью исследований стало изучение одного из способов газодинамической стабилизации с помощью встречного кольцевого газового потока, имеющего интегральную закрутку. Данная статья посвящена одному из аспектов проблемы, а именно, определению гидравлического сопротивления проточной части устройств, создающих встречный стабилизирующий поток.

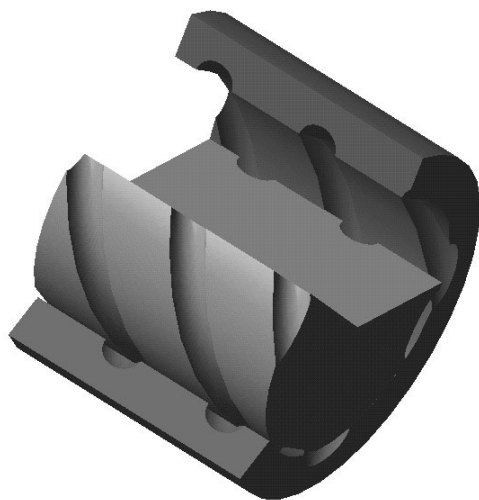
Результаты исследований. Для создания встречного кольцевого потока стабилизации в камерах сгорания технологических газогенераторов воздушно-реактивного типа возможно использование так называемых цилиндрических вихревых трактов (ЦВТ) [4], а также ЦВТ, имеющих асимметричную структуру (АЦВТ) для создания общей интегральной закрутки потока (рис. 1).

Как показали исследования, гидравлическое сопротивление цилиндрических вихревых трактов напрямую зависит от их геометрической структуры. Опираясь на данный результат, удалось выделить структурные функции для ЦВТ с симметричной (СЦВТ) и асимметричной структурой $S(0)$ и $S(\varphi)$ соответственно

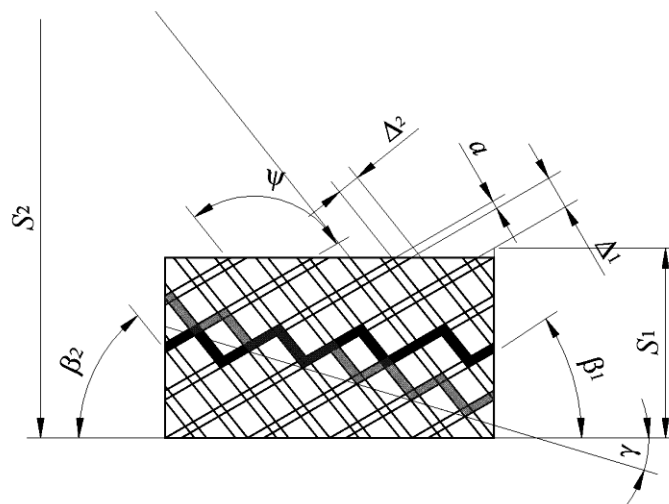
$$S(0) = \frac{\sqrt{2(1 - \cos \psi)}}{\overline{\Phi} + \overline{\Delta}}; \quad (1)$$

$$S(\varphi) = \frac{\cos\left(\frac{\pi - \psi}{1 + \overline{B}}\right)}{\overline{\Phi} + \overline{\Delta}_1} - \frac{\cos\left(\frac{\pi + \psi \overline{B}}{1 + \overline{B}}\right)}{\overline{\Phi} + \overline{\Delta}_2}, \quad (2)$$

где ψ – угол скрещивания каналов ЦВТ;



а)



б)

Рис. 1. Пример цилиндрического вихревого тракта и его развертка по поверхности сопряжения деталей с указанием основных геометрических параметров

$\overline{\Phi}$ - относительная ширина канала (относительно его эквивалентного гидравлического диаметра);

$\overline{\Delta}$ - относительная ширина перемычки (индексы 1 и 2 указывают на различие этой величины у АЦВТ);

$\overline{B}$ - безразмерный параметр асимметрии, равен отношению углов подъема винтовой линии канавок разных деталей ЦВТ.

Далее, используя вывод об общности гидравлического сопротивления в ЦВТ и гладких каналах, сделанный в работе [5], можно воспользоваться обобщенной формулой Дарси-Вейсбаха для гладких каналов. Вводя в нее полученные выше выражения для структурных функций СЦВТ и АЦВТ, получим

$$\Delta p = \xi \frac{L}{d_3} \frac{\cos\left(\frac{\pi - \psi}{1 + \overline{B}}\right) \cdot \frac{\overline{\Phi} + \overline{\Delta}_2}{\overline{\Phi} + \overline{\Delta}_1} - \cos\left(\frac{\pi + \psi \overline{B}}{1 + \overline{B}}\right)}{\overline{\Phi} + \overline{\Delta}_2} \frac{\rho W^2}{2}, \quad (3)$$

где Δp - перепад давлений, срабатываемый в проточной части ЦВТ;

L - осевая длина ЦВТ;

d_3 - эквивалентный гидравлический диаметр канала;

ξ - гидравлическое сопротивление одного повторяющегося элемента скрещивания (пояса скрещивания, см. рис. 1), выражение для которого получено в работе [5].

Следует отметить, что формула (3) справедлива для самого общего случая, т.е. случая АЦВТ. Для симметричного ЦВТ выражение существенно упрощается и приобретает вид

$$\Delta p_c = \xi \frac{L}{d_3} \frac{\sqrt{2(1 - \cos \psi)}}{(\overline{\Phi} + \overline{\Delta})} \frac{\rho W^2}{2}. \quad (4)$$

Перспективы дальнейших исследований.

Определение гидравлического сопротивления проточной части устройств для организации газодинамической стабилизации пламени является лишь одним из первых этапов по созданию модели течения в подобных камерах сгорания и методов расчета газодинамических стабилизаторов.

В ходе экспериментального исследования была также проведена визуализация картины течения в камере сгорания, использующей газодинамический способ стабилизации. Результаты этого исследования представлены на рис. 2 в виде изображений, полученных с помощью компьютерной графики.

На рисунке изображена сопловая часть камеры сгорания технологического газогенератора с

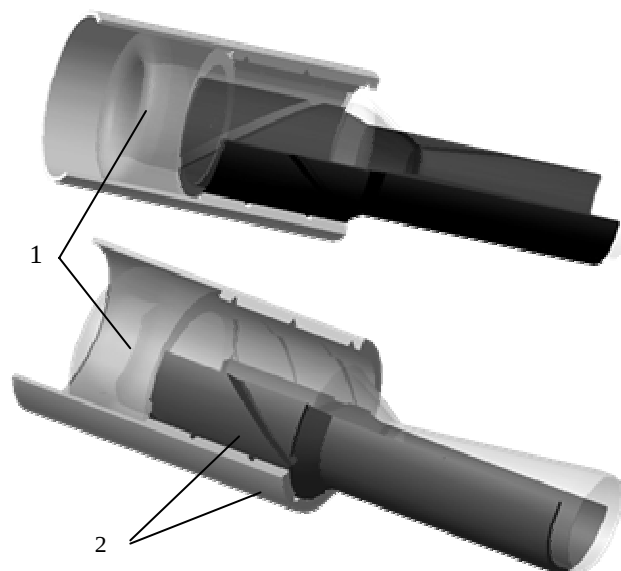


Рис. 2. Встречный кольцевой газовый поток стабилизации пламени (1) в камере сгорания технологического газогенератора, организованный с помощью АЦВТ (2)

конструктивным элементом (2) для организации встречного кольцевого воздушного потока стабилизации (1). Видна характерная тороидальная структура разворачиваемого газового потока и пристеночный слой «холодного» газа, обеспечивающий надежную теплоизоляцию дозвуковой части сопла. Изменяя количество подаваемого газа в стабилизатор, можно обеспечивать устойчивую работу камеры в очень широком диапазоне изменения соотношения топливных компонентов ($\alpha_{\text{ок}} = 0,8 \dots 20$). Данный факт глубокой дросселируемости камер сгорания является еще одним преимуществом в пользу применения рассматриваемого способа стабилизации пламени.

Выводы. Предложен метод определения гидравлического сопротивления газодинамических стабилизаторов на базе ЦВТ, основанный на повторяющейся структуре таких трактов. Метод может быть использован в конструкторских расчетах газодинамических стабилизаторов.

Литература

1. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД / Пер. с англ.— М.: Мир, 1986.— 566 с.

2. Schaffer A., Cambel A.B. The effect of an opposing jet on flame stability // Jet Propulsion.- 1955.- Vol. 25.— P. 284-287.

3. Грушенко А.М., Завистовский Д.И. Перспективные газодинамические схемы камер сгорания технологических газогенераторов // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр. - Харьков: ХАИ, 1998.- Вып. 6.- С. 230-235.

4. Завистовский Д.И. Приведенный коэффициент расхода для несимметричных цилиндрических вихревых трактов (НЦВТ) // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 2000.- Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки.- С. 133-135.

5. Завистовский Д.И. Методы расчета цилиндрических вихревых трактов ракетных и воздушно-реактивных двигателей: Дис. ... канд. техн. наук: 05.07.05.— Харьков, 2003.— 174 с.

Поступила в редакцию 03.06.03.

Рецензенты: канд. техн. наук, доцент каф. «Аэрокосмическая теплотехника» В.В. Форфутдинов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; д-р физ.-мат. наук, проф. А.В. Бастеев, ИПМаш НАНУ, г. Харьков.

О ПЕРСПЕКТИВАХ АКТИВАЦИИ ТОПЛИВ И МАСЕЛ ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ ОЧИСТКЕ В ЦЕНТРОБЕЖНОМ СЕПАРАТОРЕ

О.П. Радченко, инженер, Керченский морской технологический институт, г. Керчь, Украина

В кривошипно-шатунном механизме (КШМ), топливной аппаратуре (ТА) и других узлах ДВС ряд элементов работают в режиме граничного трения. В условиях граничного трения существование на поверхностях граничных адсорбированных и ориентированных слоев смазывающего материала может быть наиболее благоприятным для повышения износостойкости и стабильности работы. Триботехническая модель слоев смазки в паре трения представлена на рис. 1. Такие слои образуются активированными молекулами смазывающего вещества: масла – в КШМ, топлива – в топливной аппаратуре, их механическая прочность позволяет выдерживать давление до 100 МПа [1].

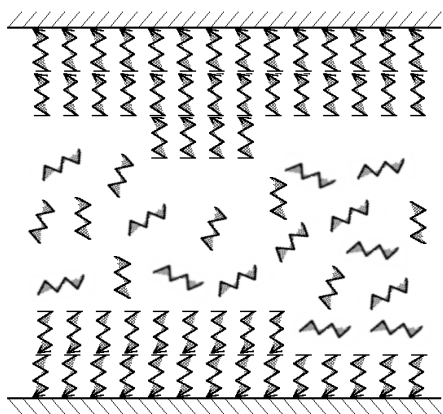


Рис. 1. Триботехническая модель в слое смазочного материала

Граничный слой образуется в результате взаимодействия активных элементов смазочного материала с поверхностью трения. Такими активными компонентами в используемых в судовых энергетических установках нефтепродуктах могут быть специальные присадки, примеси, продукты химических реакций и др. На первом этапе образования анизотропных (ориентированных) слоев между поверхностью детали трения и молекулами активных компонентов происходит физическая адсорбция, так образуется первый – адсорбционный - слой. Такой процесс происходит бла-

годаря наличию активной конечной группы молекулы смазывающего материала, которая обеспечивает адгезию (молекулярное прилипание) молекулы к поверхности металла – элемента трения. Активная конечная группа дополняет неактивный углеводородный радикал в молекулах нефтепродукта, она может быть карбоксильной – COOH , гидросильной – OH , а также некую полярность могут приобретать области двойных связей. Благодаря полярности молекул активного компонента смазывающего материала происходит образование и ориентация второго и последующих анизотропных слоев. Безусловно, что это возможно при наличии молекул с активной конечной группой. Граничные слои, состоящие из нескольких монослоев смазывающего вещества, имеют квазикристаллическое строение и обладают анизотропными свойствами: высокая прочность при сдвиге и малая прочность на сдвиг. Это в свою очередь значительно улучшает смазывающие свойства материала. Более того, в зонах взаимодействия прецизионных элементов топливной системы ДВС таких как распылитель форсунки и плунжерная пара ТНВД анизотропные пристенные слои в сопряженной паре проявляют расклинивающий эффект [1], предотвращая непосредственный контакт твердых поверхностей.

Топлива и смазочные масла, применяемые в судовых энергетических установках, могут образовывать граничную фазу квазикристаллической структуры толщиной до 0,1 мкм. Для увеличения количества молекул, обладающих активной группой, иногда применяется активация нефтепродукта. Один из способов активации заключается в соударении струи нефтепродукта с металлической поверхностью.

До активизации большинство молекул, способных участвовать в образовании квазикристалла, уже имеют адгезионный контакт с различными примесями. Тра-

диционно они вместе с примесями удаляются из нефтепродукта при сепарации или другой очистке.

При активации же энергия удара разрывает адгезионный контакт и освобождает тем самым поляризованные молекулы от неэффективной, с точки зрения смазки, связи. Далее активированные таким образом молекулы, попадая в зону граничной смазки, участвуют в создании квазикристаллической решетки граничных слоев.

Известно, что на периферии полости барабана центробежного сепаратора скапливаются взвешенные ранее в нефтепродукте мелкие частицы различных примесей. Свободно движущиеся, автоматически балансирующие ротор сепаратора шары также могут располагаться в этой области (рис. 2). Исследования динамики и эффективности действия свободно движущихся шаров описываются в работах с участием автора [2, 3].

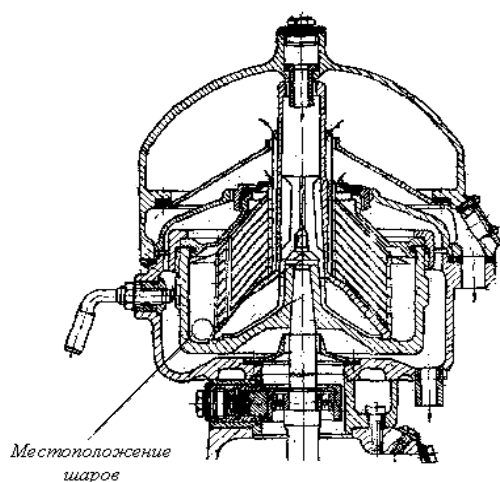


Рис. 2. Расположение автобалансирующих шаров в центробежном сепараторе СЦ-1,5

Примеси, содержащиеся в сепарируемом нефтепродукте, сконцентрированные в результате процесса сепарации в районе движения шаров, являются носителями молекул активных компонентов нефтепродукта. Это обусловлено установленными ранее адсорбционными связями, разрушение которых и является целью активации. Освобожденные от этой связи после соударения с шаром активные молекулы испытывают значительную центростремительную силу, выталкивающую их из зоны тяжелых фракций к оси вращения – в зону чистого нефтепродукта согласно с принципами центробежной сепарации. В очищенном нефтепродукте содержание примесей значительно

ниже. Следовательно, вероятность установления новой молекулярной связи активной молекулой до попадания в зону граничной смазки уменьшается.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что при описанном способе расположения шаров, представляющих собой автоматическое балансирующее ротор сепаратора нефтепродуктов устройство, дополнительным эффектом действия шаров может стать процесс активации молекул сепарируемой жидкости. При этом специфика процесса сепарации в агрегате может значительно увеличить эффективность активации, благодаря сосредоточению примесей (накопителей активных молекул) в зоне действия шаров, быстрому выведению из этой зоны активированных молекул и снижению вероятности повторного установления нежелательного адсорбционного контакта.

В настоящем исследовании проведены эксперименты, позволяющие качественно определить возможность проведения процесса активации топлива при сепарации. Эксперимент проводился в условиях действующей судовой энергетической установки.

Опытная установка (рис. 3), использованная в работе, состояла из распылителя форсунки двигателя Sulzer 6AL 20/24, температура которого поддерживалась нагревательным элементом около 80°C , электромагнитной катушки, которая с частотой 6 Гц могла обеспечить возвратно-поступательное движение иглы распылителя с ходом 2 мм, специально разработанных блока питания и преобразователя сигнала силы тока, а также персонального компьютера с аналого-цифровым преобразователем. Установка позволяла измерять силу тока необходимую, для движения иглы электромагнитным приводом. Таким образом, подавая к распылителю из бака под гидростатическим давлением 10 кН/м^2 топливо, прошедшее обычную сепарацию в первом случае, и топливо после очистки сепаратором, снабженным шарами, во втором, можно было путём сравнительного анализа результатов определить влияние изменений в топливоподготовке на работу распылителя, а конкретнее, на силу трения в прецизионной паре.

Путем предварительной градуировки была определена зависимость тягового усилия от силы тока, на

основании которой проводился пересчет фиксируемой компьютером силы тока в силу трения, испытываемую иглой при подъеме.

Эксперимент проводился следующим образом. К выведенному на должный температурный режим распылителю подавалось топливо и включался электромагнитный привод иглы, после нескольких десятков предварительных ходов иглы включалась запись колебаний силы тока в цепи катушки привода. Таким образом фиксировалось 180 колебаний иглы.

Результат эксперимента показан в виде зависимостей, изображенных на рис. 4. Зависимости отображают распределение количества пиковых значений сигнала от силы трения в паре, пересчитанной исходя из силы тока. Построение гистограмм проводилось согласно нормальному закону распределения. Из графиков видно, что в опыте с активированным топливом (*кривая 1*) сила трения в паре игла-распылитель в среднем на 25% меньше, чем при использовании топлива сепарированного обычным методом (*кривая 2*). Более выраженная пикообразность графика говорит о том, что работа прецизионной пары с активизированным топливом более стабильна по сравнению с обычными условиями. Это вызвано улучшением смазывающих свойств активированного топлива.

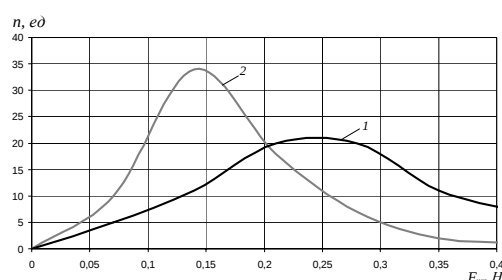


Рис. 4. Гистограммы распределения количества ходов иглы распылителя

Подготовка топлива осуществлялась на сепараторе СЦ-1,5 при наличии 15 стальных шаров массой 6 г каждый в полости барабана, при этом производилась автобалансировка и наблюдалось снижение виброскорости агрегата на 20%. Активированное топливо подавалось к экспериментальному стенду сразу после обработки в сепараторе.

Таким образом, по результатам исследований можно сделать следующие выводы. Теоретически представляется возможным проводить процесс активации сепарируемого в центробежном сепараторе нефтепродукта непосредственно во время сепарации в полости барабана путем механического воздействия. Доказано экспериментом, что воздействие шаров автобалансира, находящихся во время работы сепаратора в одной полости с очищаемым топливом, действительно приводит к снижению трения в элементах, смазываемых этим топливом. Тем самым доказывается возможность принципиального улучшения топливоподготовки (очистки масла) в центробежном сепараторе путем придания агрегату способности комплексной обработки нефтепродукта: одновременной очистки и активации жидкости.

Литература

1. Поповский Ю.М., Ханмамедов С.А., Заболотский Ю.В. Связь ориентационной упорядоченности в пристенных слоях углеводородных жидкостей со «смазочной способностью» // Вопросы физики формирования и фазовых превращений.— Калинин, 1989.— С. 49 -57.
2. Горбенко А.Н., Радченко О.П. Математическая модель ротора центробежного сепаратора с шариковым автобалансиrom // Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий. Сб. науч. тр.— Керчь: КМТИ.— 2001.— Вып. 1.— С. 49-52.
3. Горбенко А.Н., Радченко О.П. Результаты экспериментального исследования автобалансировки ротора судового центробежного сепаратора шариковым автобалансирующим устройством // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.— Харьков: ХАИ, 2002.— Вып. 31. Двигатели и энергоустановки.— С. 109-110.

Поступила в редакцию 03.06.03.

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор А.П. Кудряш, ИПМаш НАНУ, г. Харьков; канд. техн. наук, доцент Н.А. Креслинг, Морской торговый порт, г. Керчь.

К ВОПРОСУ О ПОЛНОМ ЗАМЕЩЕНИИ ВТОРИЧНОГО ВОЗДУХА ВОДЯНЫМ ПАРОМ В ПАРОГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКЕ С СИСТЕМОЙ ВВОДА И РЕГЕНЕРАЦИИ ВОДЫ(ПГТУ-СВРВ)

С.Д. Фролов, д-р техн. наук, И.И. Петухов, канд. техн. наук, А.В. Минячихин, аспирант,

Национальный аэрокосмический университет “ХАИ” им. Н.Е. Жуковского, г. Харьков;

П.Д. Жеманюк, канд. техн. наук, А.И. Таран, зам. гл. конструктора, ОАО "Мотор Сич", г. Запорожье, Украина

Под процедурой замещения вторичного воздуха водяным паром подразумевается не просто вытеснение его из камеры сгорания, а перевод в состав первичного воздуха для участия в реакции горения с дополнительным расходом топлива. Его предыдущая функция по снижению температуры продуктов реакции до заданной величины T_3^* цикла передаётся водяному пару. В свою очередь, водяной производится за счет утилизации части отводимой теплоты цикла в котле-утилизаторе (КУ).

В итоге увеличивается не только количество подведенной к единице массы воздуха теплоты, но и термический КПД цикла вследствие регенерации части отведённой теплоты q_p . В то же время из-за увеличения массового расхода рабочего тела за счёт ввода пара и дополнительного расхода горючего становятся необходимыми конструктивные изменения элементов установки.

Поэтому необходим анализ рабочего процесса ПГТУ-СВРВ с целью выяснения всех “за” и “против” при реализации указанной процедуры. Прежде всего требуется получить ответы на такие вопросы:

1) возможно ли только за счёт утилизации теплоты выхлопной парогазовой смеси получить потребное количество и нужные параметры водяного пара, чтобы с его помощью и участием осуществить одновременно три функциональных элемента рабочего процесса установки: регенерацию теплоты выхлопного парогаса; эффективное замещение по хладоёмкости вторичного воздуха для обеспечения заданных параметров цикла π_k^* и T_3^* ; эффективное расширение па-

рогазовой смеси в блоке турбин без конденсации паровой фракции?

2) нужно ли и в какой мере возможно существующими или перспективными средствами из парогазовой смеси сконденсировать и вернуть в цикл столь большие расходы пара?

3) сохраняется ли актуальность использования концепции конвертирования исходных авиаприводов простого цикла (АП_ПЦ) в ПГТУ-СВРВ при полном замещении вторичного воздуха паром?

4) насколько привлекателен прирост показателей энергетической эффективности установки, чтобы добиваться его реализации.

По ранее разработанным методикам и программам анализа энергетической эффективности рабочего процесса ПГТУ-СВРВ и её элементов [1] получены данные, позволяющие обосновать ответы на поставленные вопросы. Анализ проводился на базе исходного авиапривода простого цикла (АП-ПЦ) Д-336-2-10.

Для получения ответа на первый вопрос необходимо сначала определить потребный массовый расход энергетического пара G_{v2} , зависящий от ряда факторов, среди которых: T_{pg} - температура стехиометрической реакции горения, которая в свою очередь зависит от природы и состава топливных компонентов и условий проведения реакций; T_3 - верхняя температура цикла; фазовое состояние и параметры пара на входе в камеру сгорания, зависящие от π_k - степени сжатия цикла и от количества утилизированной в КУ теплоты отработавшего парогаса.

В соответствии с уравнением теплового баланса для процесса в секторе смешения камеры сгорания, из которого получим:

$$G_{v2} = \frac{G_{m1}c_{pm1}(T_{pr} - T_3) - G_{a2}c_{pa2}(T_3 - T_{a2})}{\psi(1-x) + C_{pv2}(T_3 - T_{v2})}, \quad (1)$$

где: G_{m1}, c_{pm1} - массовый расход и удельная теплоёмкость стехиометрических продуктов сгорания;

G_{a2}, c_{pa2}, T_{a2} - массовый расход, удельная теплоёмкость и температура остаточного вторичного воздуха;

c_{pv2}, T_{v2}, x, ψ - удельная теплоёмкость, температура, степень сухости и скрытая теплота парообразования энергетического пара на входе в КС. Входящие в (1) величины определяются в ходе целостного расчёта рабочего процесса всей ПГТУ-СВРВ.

Возможность получения такого расхода энергетического пара зависит от величины утилизируемой в котле-утилизаторе теплоты отработавшего парагаза, т.е. определяется уравнением теплового баланса для рабочего процесса КУ, из которого получают требуемую величину температуры $T_{m\Sigma}''$ охлаждённого в нём отработавшего в АП парагаза:

$$T_{m\Sigma}'' = T_{m\Sigma}' - \frac{G_{v2}}{G_{m\Sigma} * c_{pm\Sigma}} [c_1(T_{v2} - T_{l0}) + \psi x], \quad (2)$$

где: $G_{m\Sigma}, c_{pm\Sigma}, T_{m\Sigma}'$ - массовый расход, удельная теплоёмкость и температура на входе в КУ отработавшего в АП парагаза; c_1, T_{l0} - удельная теплоёмкость и температура поступающей в КУ воды.

Поскольку отработавший в АП парогаз поступает в КУ в существенно перегретом по пару состоянии, а вводимая в него вода предварительно нагрета в вихревом конденсаторе-сепараторе (ВКС) [2], то величина $T_{m\Sigma}''$, обычно выше “точки росы” парового компонента. Следовательно, для получения нужного количества энергетического пара G_{v2} достаточно только теплоты конвективного охлаждения парагаза.

При степени сухости энергетического пара 0.75 потребный для полного замещения вторичного воздуха массовый расход энергетического пара G_{v2} и тем-

пература $T_{m\Sigma}''$ отработавшего в АП парагаза на выходе из КУ зависят от вида топлива. Для керосина

$$G_{v2} = 18.623 \text{ кг/с}; T_{m\Sigma}'' = 399.0 \text{ К};$$

для метана

$$G_{v2} = 18.847 \text{ кг/с}; T_{m\Sigma}'' = 391.0 \text{ К}.$$

Полученные значения $T_{m\Sigma}''$ выше температуры “точки росы”, которая в рассматриваемом варианте составляет величину $T_s = 353 \text{ К}$.

Ответ на второй вопрос, по существу, рассмотрен в [2] и сводится к безусловной необходимости регенерации воды. Приведённые результаты по сопоставлению существующих и перспективных способов и средств осуществления замыкания рабочего цикла по воде подтверждают наличие возможности положительного решения этой задачи.

В частности, вполне продуктивными для этих целей представляются струйные и вихревые аппараты контактного типа, разработка которых уже осуществляется в ходе решения проблемы конвертирования газотурбинных приводов простого цикла в АП-СЦ [3].

Относительно вопроса об использовании концепции метода конвертирования ГТП-ПЦ в ГТП-СЦ в случае полного замещения вторичного воздуха паром можно отметить следующее:

- метод уже применяется при разработке ПГТУ-СВРВ типа STIG с весьма ограниченным вводом (до 20% от расхода циклового воздуха) пара, получаемого в котле-утилизаторе за счёт теплоты выхлопного газа;
- установка усложняется вследствие элементов обслуживающей системы (СВРВ), но в самом исходном ГТП-ПЦ существенные конструктивные изменения производятся только в силовой турбине;
- в варианте с полным замещением вторичного воздуха паром потребуются конструктивные изменения и в камере сгорания (главным образом в зоне смешения стехиометрических продуктов и энергетического пара) из-за значительного увеличения расхода. Параметры собственно рабочего процесса в камере сгорания остаются неизменными;

- возможен вариант без переделки основных элементов исходного АП путём перевода всего “лишнего” рабочего тела в отдельную камеру сгорания и далее в дополнительную турбину.

Сопоставительный анализ показателей энергетической эффективности конвертируемого исходного АП-ПЦ Д-336-2-10 в АП-СЦ различных типов представлен в таблице. Здесь ПГТУ-СВРВ – с системой ввода и регенерации воды; ГТУ-СРПВ – с системой регенеративного подогрева воздуха; ПГТУ-СРБЦ – с системой реализации бинарного цикла; ГТУ-СТКУ – с

системой турбокомпрессорного утилизатора: $l_{уд}$ - удельная мощность (относительно расхода циклового воздуха); η_e - эффективный КПД; $c_{уд}$ - удельный расход воды (пара) относительно расхода циклового воздуха; γ - степень замещения вторичного воздуха; σ_p^* - степень регенерации теплоты.

Полученные данные безусловно, подтверждают выводы относительно целесообразности реализации замещения вторичного воздуха паром.

Таблица 1

Двигатель			$l_{уд} \frac{\text{кВт}}{\text{кг}_{\text{вх.в}}}$	$\eta_e \%$	$c_{уд} \frac{\text{кг}_{\text{топ}} \text{ час}}{\text{кВт}}$	$g_{\Sigma \text{вод}} \frac{\text{кг}_{\text{вод}}}{\text{кг}_{\text{вх.в}}}$
Д-336-2-10			241,0	34,8	0,216	0
ПГТУ-СВРВ	γ	0,1	416,3	39,7	0,1855	1,9182
		0,2	485,1	46,3	0,1592	2,7623
ГТУ-СРПВ с конв, пром, охлаждением	σ_p^*	0,97	335	40,4	0,1824	0
		0,95	320,7	39,8	0,1852	0
ГТУ-СРПВ с исп, пром, охлаждением	σ_p^*	0,97	358,5	41,8	0,1763	0,0557
		0,95	350,2	41,2	0,1789	0,0557
ПГТУ-СРБЦ			270,8	39,1	0,1883	0,0868
ГТУ-СТКУ			256,3	37,0	0,199	0

Литература

1. Разработка математических моделей и программ расчета систем ввода и регенерации воды (СВРВ) и регенеративного подогрева циклового воздуха (СРПВ): Отчёт о НИР / Государственный аэрокосмический университет “ХАИ”.- Г205-6/97. ГР № 0198U001594.- Харьков, 1998.- 106 с.

2. Система ввода и регенерации воды (СВРВ) авиапривода сложного цикла на основе струйных и вихревых аппаратов / С.Д. Фролов, И.И. Петухов, Ю.В. Шахов, А.В. Минячихин // Авиакосмическая техника и технология: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 2002.- Вып. 30. Двигатели и энергоустановки.- С. 50—58.

3. Принципы конвертирования газотурбинных двигателей авиационного и судового типов / А. Коваленко, О. Муравченко, Ю. Бухолдин, В. Парафейник, С. Елифанов, С. Фролов // Газотурбинные технологии.- 2002.- № 5 (20) С. 20—24.

Поступила в редакцию 04.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор, нач. отдела А.Л. Шубенко, ИПМаш НАНУ, г. Харьков; канд. техн. наук, доцент кафедры проектирования АД С.И. Суховей, Национальный аэрокосмический университет “ХАИ” им. Н.Е. Жуковского, г. Харьков.

НИЗКОКИПАЮЩИЕ ВЕЩЕСТВА ДЛЯ РАБОТЫ В КАЧЕСТВЕ РАБОЧИХ ТЕЛ В ТЕПЛОУТИЛИЗИРУЮЩИХ ЭНЕРГОУСТАНОВКАХ НА КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЯХ МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ

Б.Д. Билека, д-р техн. наук, Е.П. Васильев, канд. техн. наук,

Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев, Украина

За счет утилизации теплоты отработанных газов газотурбинных установок (ГТУ) газоперекачивающих агрегатов (ГПА) на компрессорных станциях (КС) магистральных газопроводов с помощью двухконтурных энергоустановок на низкокипящих рабочих телах (НРТ) можно выработать дополнительно к мощности базовой ГТУ 18...30 % электрической мощности [1]. Технологическая схема, сложность конструкции, эксплуатации и ремонта, эффективность, надежность, безопасность работы и удельная стоимость теплоутилизующей энергоустановки в большой степени зависят от вида низкокипящего вещества, выбранного для работы в качестве НРТ во втором контуре теплоутилизующей энергоустановки. Опыт производства и строительства теплоутилизующих энергоустановок на НРТ накоплен в основном в геотермальной энергетике и в промышленности для утилизации относительно низкопотенциальной теплоты термальных и сбросных вод при их температуре 90...150°C, где в качестве НРТ используются вещества с относительно низкой критической температурой ($\leq 150^\circ\text{C}$) и отрицательными значениями нормальной температуры кипения ($< -5^\circ\text{C}$). В настоящее время за рубежом (Канада) на компрессорных станциях магистральных газопроводов начали устанавливаться теплоутилизующие энергоустановки для выработки электроэнергии, в которых утилизируется высокопотенциальная теплота отработанных газов ГТУ приводных двигателей газоперекачивающих агрегатов с использованием в качестве рабочего тела более высококипящего тела (Н-пентана) и с более высокой критической температурой, чем у низкокипящих веществ, используемых в геотермальной энергетике [2]. Температура отработанных газов после ГТУ ГПА КС значительно выше –

достигает 550 °C и выше. Кроме того, на КС желательно использование безводных технологий, и поэтому для охлаждения конденсата НРТ должны применяться воздушные конденсаторы желательно атмосферного типа. Таким образом, вещество, выбранное для работы в качестве НРТ в рассматриваемых условиях должно характеризоваться значительно более высокой критической температурой и температурой нормального кипения, приближающейся к 40 °C. Например, на теплоутилизующей энергоустановке мощностью 7 МВт на базе приводной ГТУ ГПА RB-211 на канадской КС Gold Green даже при применении промежуточного высокотемпературного теплоносителя Dawtherm J или Therminol LT для передачи теплоты от отработанных газов ГТУ НРТ в качестве НРТ используется Н-пентан с критической температурой 197 °C и температурой нормального кипения 35 °C. В настоящей работе приведены результаты расчетных исследований эффективности термодинамических циклов в зависимости от максимальной температуры цикла на шести низкокипящих веществах: четырех видах углеводородов и двух видах фреонов, которые

потенциально могут быть использованы в рассматриваемых условиях (таблица, рис. 1, 2).

Эти вещества термодинамически эффективны, не агрессивны к конструкционным материалам, не ядовиты, доступны, дешевы, разрешены к использованию международными соглашениями, для них имеются опубликованные данные по термодинамическим характеристикам или программы для расчета таких характеристик [3 - 5].

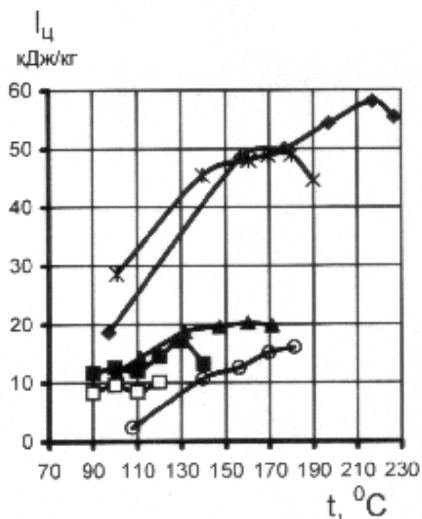


Рис. 1. Зависимости удельной работы цикла l_c от температуры НРТ в цикле:

* -н-пентан,
 ◆ -гексан,
 ■ - н-бутан,
 □ - изобутан,
 ○ - R141b,
 ▲ - R123

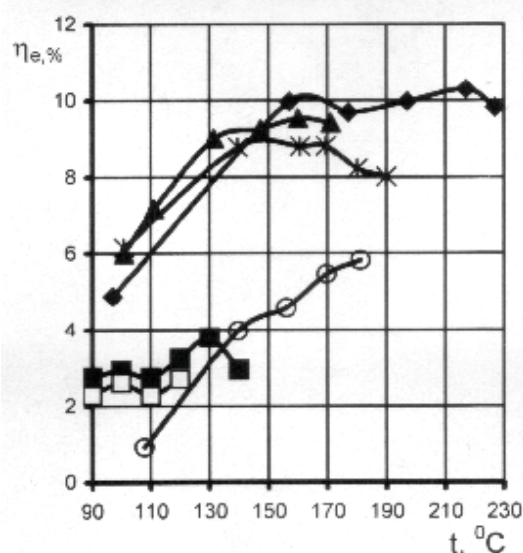


Рис. 2. Зависимость эффективного КПД η_e от температуры НРТ в цикле t .

* -н-пентан,
 ◆ -гексан,
 ■ - н-бутан,
 □ - изобутан,
 ○ - R141b,
 ▲ - R123

Таблица.

Основные характеристики веществ,
 перспективных для использования в качестве низкокипящих рабочих тел
 в циклах теплоутилизирующих энергоустановок

	Углеводороды					Фреоны	
	Изобутан	Н-бутан	Н-пентан	Цикло-пентан	Гексан	R123	R141в
	C_4H_{10}	C_4H_{10}	C_5H_{12}	C_5H_{10}	C_6H_{14}	$CHCl_2CF_3$	CCl_2FCH_3
$P_{кр}$, МПа	3.71	3.747	3.414	4.61	3.05	3.67	4.12
$t_{кр}$, °C	134.98	151.93	196.65	238.	234.	183.	204.
$t_{нк}$, °C	-12.55	-0.5	35.27	49.2	68.3	27.8	32.1
$t_{св}$, °C	431 (бутан)	431 (бутан)	284(пе-нтан)	385	261	Негорюч	Негорюч
$t_{пл}$, °C	-145	-135	-129.7	-93.7	-95.3	< -100	< -100
Параметры НРТ в конденсаторе, принятые при расчете термодинамических циклов							
t_k , °C	40.0	35.38	35.27	-	68.3	40.0	40.0
P_k , МПа	0.53	0.33	0.10	-	0.10	0.15	0.14
Основные расчетные параметры цикла при $l_{ц, max}$							
$t_{(лц, max)}$, °C	120	130	179	-	217	160.	181.
$P_{(лц, max)}$, МПа	2.8	2.6	2.65	-	2.17	2.5	3.0
$l_{ц, max}$, кДж/кг	10.18	17.22	48.9	-	58.1	20.3	16.1
$l_{сж, л (лц, max)}$, кДж/кг	25.42	23.38	25.5	-	16.2	7.29	25.7
$l_{охл (лц, max)}$, кДж/кг	13.43	19.10	24.8	-	7.08	7.17	9.51
$\eta_t (лц, max)$, %	13.2	14.5	20.2	-	17.5	19.7	19.1
$\eta_e (лц, max)$, %	2.71	3.8	8.23	-	10.3	9.54	5.81

Из анализа результатов исследований следует:

- использование в качестве НРТ изобутана и Н-бутана нецелесообразно, так как давление в конденсаторе достигает 0,33...0,53 МПа – более чем в 2 - 5 раз выше, чем при использовании других исследованных веществ. С этим же связаны значительная потеря работоспособности цикла и относительно низкие значения термического и эффективного КПД цикла;

- зависимость удельной работы цикла от температуры носит экстремальный характер (рис. 1). Разность между критической температурой вещества и температурой, соответствующей максимальной удельной работе цикла составляет 15...24°C. Связано это с резкими возрастаниями удельной работы сжатия при приближении температуры цикла к критической температуре НРТ. Абсолютные значения максимальной удельной работы цикла в зависимости от НРТ отличаются более чем в 5 раз: максимальные – у гексана, минимальные – у изобутана;

- удельная работа охлаждения слабо зависит от температуры цикла и в большой степени определяется видом НРТ: у Н-пентана она вчетверо выше, чем у гексана, при одинаковой температуре цикла;

- термодинамический КПД цикла у всех веществ растет с увеличением температуры цикла. При 160°C значения этого КПД находятся в пределах 15 (гексан)...20% (Н-пентан);

- изменение эффективного КПД в зависимости от температуры носит экстремальный характер (рис. 2). При 160°C его значение у исследованных НРТ примерно равно 5 (гексан, R141V)...10% (Н-пентан, R-123);

- из анализа исследованных циклов на различных низкокипящих рабочих телах нельзя сделать окончательных выводов о целесообразности выбора того или иного НРТ только исходя из термодинамических характеристик цикла. Важно учитывать и другие физико-химические свойства вещества: неагрессивность по отношению к конструкционным материалам, тепломассообменные характеристики, пожаровзрывобезопасность, неядовитость, доступность, стоимость, значения температур самовоспламенения и плавления;

- наиболее эффективным веществом по термодинамическим характеристикам является гексан, с использованием которого можно работать при максимальной температуре цикла 200...210°C. Но у гексана слишком низкая температура самовоспламенения (261°C). По-этому целесообразнее использовать Н-пентан при максимальной температуре цикла 170°C, так как у него температура самовоспламенения выше (284°C) и, следовательно, промежуточный теплоноситель можно использовать при более высокой температуре (~270°C). В теплоутилизирующих энергоустановках на перспективных КС может быть использован в качестве НРТ циклопентан.

Литература

1. Билека Б.Д., Васильев Е.П. Автономное электроснабжение компрессорных станций с газотурбинным приводом ГПА на основе теплоутилизирующих энергоустановок на низкокипящих рабочих телах // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.*- Харків: ХАІ.- 2002.- Вип. 31. Двигуни та енергоустановки.- С.14-16.
2. Leibowitz H., Schochet D.N. Generating Electric Power From Compressor Station Residual Heat // *Pipeline and Gas Journal.*- 2001.- № 11.- Р. 24-26.
3. Клименко А.П., Петрушенко А.А. Термодинамические свойства легких углеводородов парафинового ряда.- К.: Изд-во АН УССР. Ин-т использования газа, 1969.- кн. 8.- 96 с. (Тр. АН УССР).
4. Дубовкин Н.Ф. Справочник по углеводородным топливам и их продуктам сгорания.- М.-Л.: Госэнерго-издат, 1962.- 288 с.
5. Вассерман О.А., Фомінський Д.В. Термодинамічні властивості альтернативних холодоагентів R32 і 125 / Под ред. О.А. Вассермана.- Одесса, 2002.- 256 с.

Поступила в редакцию 02.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, зав. отделом Института технической теплофизики НАН Украины Е.Д. Домашев, г. Киев; д-р техн. наук, профессор Б.С. Сорока, Институт газа НАН Украины, г. Киев.

РАБОТА СУДОВОГО ГАЗОТУРБОГЕНЕРАТОРА С ТУРБОКОМПРЕССОРНЫМ УТИЛИЗАТОРОМ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ

*В.Т. Матвеев, д-р техн. наук, С.Н. Боровков, Севастопольский национальный технический университет,
Ю.М. Воробьев, Севастопольский военно-морской институт, г. Севастополь, Украина*

Введение. Морские суда, имеющие в своем составе энергоемкие технологические комплексы, располагают мощной электростанцией и котельными установками для обеспечения тепловой энергией технологических и общесудовых потребителей. Для электростанций подобных судов характерны переменные режимы нагружения. Так, например, при выполнении работ на морских буровых платформах (МБП) энергоустановка воспринимает нагрузки, которые отличаются по характеру и величине в зависимости от режимов бурения. По величине необходимая электрическая мощность изменяется от 50 до 100% и даже от 25 до 100% при спуско-подъемных операциях. Для достижения высокой тепловой эффективности энергоустановки подобных объектов должны быть когенерационного типа, которые одновременно вырабатывают электрическую и тепловую энергию. К установкам такого типа относятся газотурбинные двигатели (ГТД) с турбокомпрессорным утилизатором (ТКУ), обладающие высокой тепловой эффективностью [1], и с блокированной силовой турбиной – хорошей приемистостью.

На рис. 1 приведены схемы ГТД с блокированной силовой турбиной и ТКУ, которые выполняются со свободным ТКУ (СТКУ), где турбина (Т) с турбиной перерасширения (ТП) связаны газодинамически (рис. 1, а), и блокированным ТКУ (БТКУ), где Т с ТП связаны механически (рис. 1, б). В ГТД с ТКУ охладитель газа (ОГ) выполняет роль водяного котла-утилизатора.

Постановка задачи и методика исследования. Для судовых когенерационных ГТУ, обеспечивающих технологические комплексы, характерна работа на частичных нагрузках, поэтому выбор оптимальной схемы установки для работы ее при переменном режиме является важным конструктивным и эксплуатационным фактором.

Определение характеристик ГТД с ТКУ при переменном режиме производится по методике, предложен-

ной в работе [2] с учетом наличия блокированной силовой турбины. Методика расчета ГТД с ТКУ на частичных нагрузках потребовала учета применения перерасширения газа, влияния совместной работы силовой турбины и дожимающего компрессора (ДК), а также охлаждения деталей и узлов в высокотемпературных ГТД.

Для сравнительного анализа схем ГТД с блокированной силовой турбиной и ТКУ приводятся результаты расчетов, выполненных со следующими исходными данными параметров элементов и рабочего тела на номинальном режиме:

$$\begin{array}{lll} T_3 = 1273 \text{ К}; & T_1 = 288 \text{ К}; & T_6 = 323 \text{ К}; \\ \pi_k = 12; & \pi_{\text{дк}} = 2,2; & \epsilon_n = 0,88; \\ \eta_{\text{тп}} = 0,92; & \eta_{\text{дк}} = 0,87; & \eta_n = 0,99. \end{array}$$

Относительный расход воздуха на охлаждение деталей и узлов турбин составил $\bar{G}_{\text{во}} = 0,09$. Исходные параметры ГТД выбраны, ориентируясь на характеристики ГТД 3200 (ДО41), проект которого был разработан НПП "Машпроект" (г. Николаев) для привода электрогенераторов.

Здесь и далее приняты условные обозначения:

η - КПД турбомашин;

T – температура;

π - степень повышения давления в компрессоре или расширения газа в турбине;

ϵ - коэффициент, учитывающий аэродинамические потери в проточной части двигателя;

N – мощность.

Индексы:

k – компрессор;

дк – дожимающий компрессор;

t – турбина компрессора;

тп – турбина перерасширения;

м – механический;

1...n – индексы параметров в соответствующих сечениях по проточной части двигателя.

Силовая турбина, воспринимающая генераторную нагрузку, во всех схемах блокирована с валом турбокомпрессора, поэтому $n_{тк} = \text{const}$, а в схеме с БТКУ – $n_{дк} = n_{тк}$. В схеме ГТД со СТКУ обороты ДК ($n_{дк}$) с падением мощности уменьшаются, соответственно, уменьшается степень повышения давления в ДК ($\pi_{дк}$).

Результаты исследований. На рис. 2 показаны зависимости характеристик ГТД с ТКУ (схемы 1Б + СТКУ и 1Б + БТКУ) от относительной эффективной мощности $\bar{N}_e$. На рис. 2 приведены также для сравнения характеристики на частичных нагрузках ГТД простого цикла с блокированной силовой турбиной (схема 1Б).

Общее положительное свойство ГТД с ТКУ то, что на частичных нагрузках в диапазоне относительной мощности $\bar{N}_e = 0,2 \dots 1,0$ эффективный КПД (η_e) более высокий, чем в ГТД простого цикла (схема 1Б). ГТД с БТКУ на переменном режиме имеет эффективный КПД более высокий, чем ГТД со СТКУ. Это объясняется тем, что на всех режимах нагружения в БТКУ степень повышения давления в ДК ($\pi_{дк}$) постоянна (см. рис. 2).

На рис. 2 приведены зависимости расхода эквивалентной теплоты топлива Q_t [кДж/с] от относительной мощности $\bar{N}_e$ для различных схем ГТД с равными мощностями на номинальной нагрузке. Для ГТД (схема 1Б + БТКУ) даже на холостом ходу экономия топлива составляет не менее 10% и является предпочтительной для сети с переменной электрической нагрузкой. Если сравнивать мощности, развиваемые ГТД различных схем, при одинаковом расходе топлива в диапазоне $\bar{N}_e = 0,3 \dots 1,0$ ГТД простого цикла, то отношение $\bar{N}_B$ составит от 1,2 до 2,5 для схемы 1Б + БТКУ по отношению к ГТД по схеме 1Б.

На номинальной генераторной нагрузке теплотехнические (общие) КПД ($\eta_{гг}$) для всех рассматриваемых схем примерно равны, однако на частичных нагрузках каждая схема в зависимости от относительной мощности $\bar{N}_e$ имеет свои закономерности изменения теплотехнических характеристик (см. рис. 3). Если в обычной ГТУ (схема 1Б) с уменьшением мощности двигателя теплотехнический КПД

падает и особенно на малых нагрузках, то в ГТУ со СТКУ $\eta_{гг}$ на режимах $\bar{N}_e = 0,3 \dots 1,0$ остается практически постоянным на высоком уровне ($\eta_{гг} = 0,75 \dots 0,8$). Кроме того, в этой установке относительная теплофикационная мощность $\bar{N}_{гг}$ уменьшается в меньшем темпе, чем в обычной схеме 1Б. Это объясняется тем, что температура газа за турбиной перерасширения T_5 изменяется мало на основных режимах работы установки.

При рассмотрении эксплуатационной надежности рассматриваемых схем ГТУ, следует обратить внимание на незначительное повышение начальной температуры газа T_3 в схеме со СТКУ на частичных нагрузках, что обеспечивает одинаковые ресурсные характеристики схем.

Выводы

1. Энергетические ГТД с блокированной силовой турбиной и ТКУ на всех режимах имеют эффективный КПД выше, чем в ГТД простого цикла и предпочтительны для применения в составе судовой энергетической установки.
2. ГТД со СТКУ обладает более высокими теплотехническими характеристиками, причем теплотехнический КПД остается практически постоянным на всех режимах нагружения установки.

Литература

1. Матвеев В.Т. Судовые когенерационные газотурбинные установки для технических средств освоения морского шельфа // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.* – Харьков: ХАИ, 2002. – Вып. 31. Двигатели и энергоустановки. – С. 11-13.
2. Матвеев В.Т., Слободянюк Л.И., Очеретяный В.А. Методика расчета энергетического ГТД с турбиной перерасширения на переменных режимах // *Изв. вузов. Энергетика.* – 1999. – № 6. – С. 51-56.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Н.Н. Салов, СевНТУ, г. Севастополь; канд. техн. наук, директор Крымского регионального центра энергосбережений и энергоменеджмента В.Ф. Худяков, г. Севастополь.

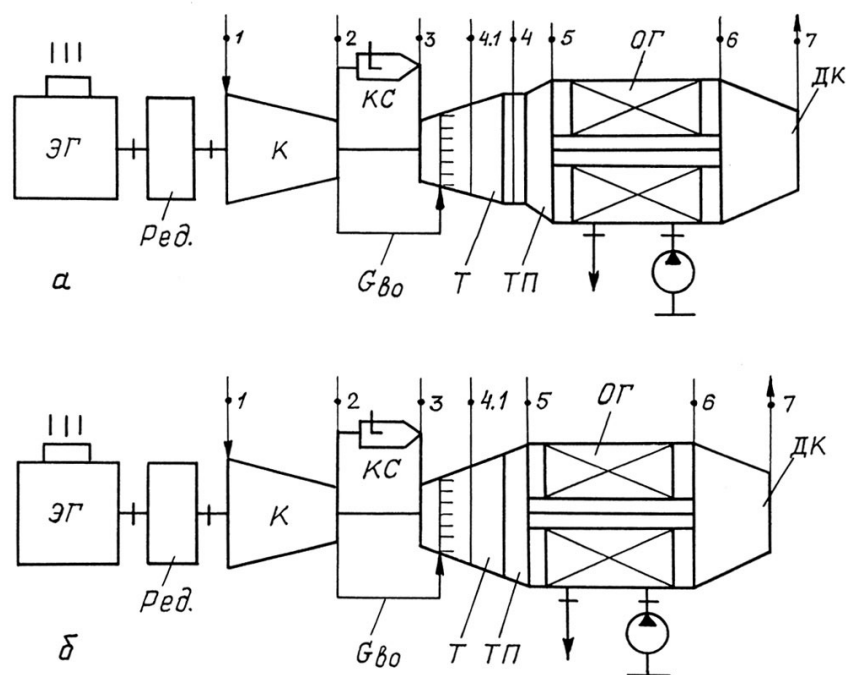


Рис. 1. Схема ГТД с блокированной силовой турбиной и ТКУ:

- а – ГТУ со свободным ТКУ;
б – ГТУ с блокированным ТКУ

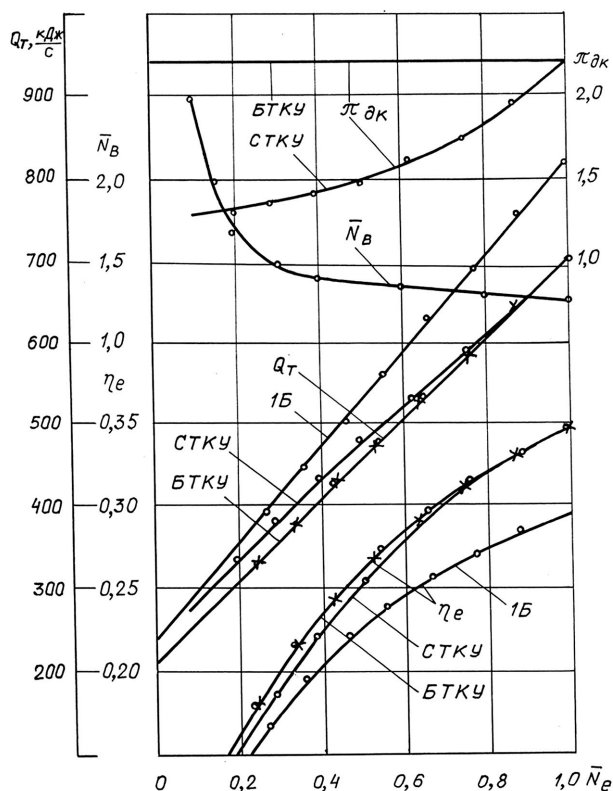


Рис. 2. Характеристики ГТД (схема 1Б) с ТКУ на частичных нагрузках при $T_{03} = 1273$ К, $\pi_{ок} = 12$ и $\pi_{одк} = 2,2$ (нагрузка генераторная):

БТКУ – схема 1Б с блокированным ТКУ;
СТКУ – схема 1Б со свободным ТКУ

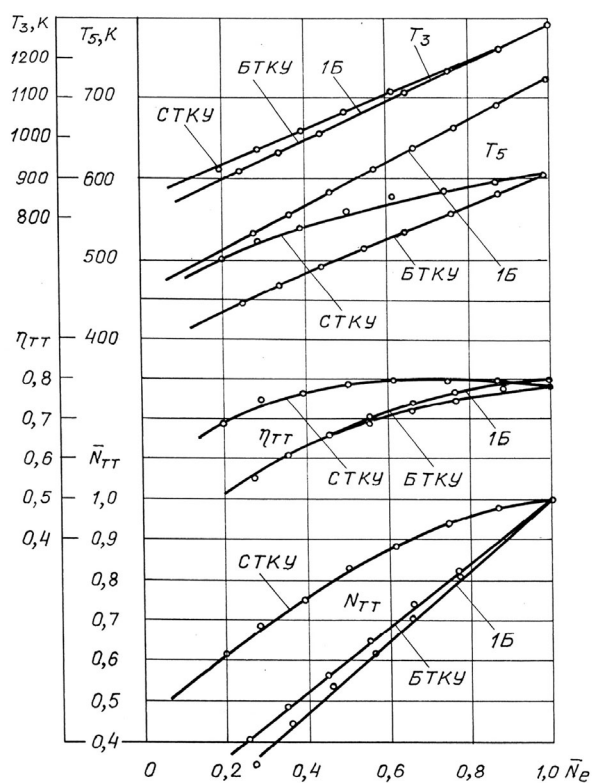


Рис. 3. Теплотехнические характеристики ГТУ (схема 1Б) с ТКУ на частичных нагрузках при $T_{03} = 1273$ К, $\pi_{ок} = 12$ и $\pi_{одк} = 2,2$ (нагрузка генераторная):

БТКУ – схема 1Б с блокированным ТКУ;
СТКУ – схема 1Б со свободным ТКУ

МОТОРНЫЕ ТОПЛИВА ИЗ ОРГАНИЧЕСКИХ ОТХОДОВ

Г.И. Журавский, д-р техн. наук, зам. директора,

Н.В. Павлюкевич, д-р техн. наук, член – кор. НАН Беларуси, зам. директора,

Э.П. Полесский, канд. техн. наук, гл. инженер,

Институт тепло-и массообмена им. А.В. Лыкова Национальной академии. наук Беларуси, г. Минск, Беларусь

Общая постановка проблемы и ее связь с научно – практическими задачами. В связи с перспективами скорого исчерпания наиболее эффективных месторождений природного газа и нефти (основных сырьевых источников промышленности, производящей моторные топлива) особую актуальность приобретает проблема поиска новых альтернативных источников сырья для получения высокосортных моторных топлив.

Одним из перспективных путей решения проблемы альтернативных сырьевых источников для промышленности моторных топлив является направление, связанное с изучением возможностей использования в качестве сырья различного рода органических отходов, накапливающихся в больших количествах в народно – хозяйственном комплексе и в быту.

Перспективность этого направления обусловлена также и тем, что в результате использования отходов решаются не только сырьевые проблемы, но и актуальные проблемы утилизации отходов.

Замена природного сырья на альтернативное является важной научно – практической задачей, для решения которой необходимо проведение комплекса научно-исследовательских и опытно – конструкторских работ, направленных на обоснование выбора сырьевых источников, разработку технологий и оборудования для получения моторных топлив из альтернативного сырья.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем.

В основе известных технологических процессов переработки органических отходов в топливо (газообразное и жидкое) лежат процессы газификации, пиролиза, сжижения. Анализ материалов, опубликованных в научной печати, показывает, что в США, Канаде, Финляндии, ФРГ, Швеции развиваются работы по

пиролизу и газификации органических отходов с целью производства моторных топлив и масел [1 – 5].

Рост интереса в мире к газогенераторным технологиям связан с тем, что путем газификации можно превратить органические отходы, содержащие большие количества балласта (зола, влага) и обладающие низкой теплотой сгорания, в высокосортное топливо для газодизельных двигателей [6].

Известно большое количество методов пиролиза отходов с получением топлив [7 – 9]. В их числе необходимо отметить следующие: Puroz, Buttelle, Northwest, Pyrogas, Landgard, Pyrox Process.

В Латинской Америке, США, Франции из органических отходов (отходов сахарного тростника и кукурузы) путем ферментации получают этанол, который применяют как основное топливо для автомобилей или в смеси с бензином, а также в качестве добавки к бензину (5 – 10%) для повышения октанового числа и улучшения процесса сгорания [10].

Существующие технологии переработки отходов с целью получения топлив значительно устарели и не отвечают современным требованиям по экономическим, экологическим и техническим показателям. Так, например, реализация пиролитических технологий требует создания сложных и дорогостоящих систем очистки газовых выбросов, что приводит к значительному удорожанию целевых продуктов (топлив) и потере конкурентоспособности в сравнении с традиционными методами производства топлив из природного сырья.

Применение газогенераторных технологий получения топлив из отходов связано с опасностью образования экотоксикантов и поэтому данные техноло-

гии могут успешно быть реализованы только для весьма узкого спектра отходов, например, древесных.

Современные технологии получения жидких топлив из отходов реализуются с использованием высоких давлений, температур и дорогостоящих катализаторов, что также приводит к высокой стоимости конечных продуктов.

Цель исследований Целью комплекса проведенных в Институте тепло – и массообмена им. А. В. Лыкова исследования являлась разработка новых технологий получения топлив из отходов и создание оборудования реализующего эти технологии с использованием закономерностей термической деструкции органических материалов в среде перегретого водяного пара в широком диапазоне температур и давлений [11].

Результаты исследований. Создана технология получения топлива из древесных отходов для газодвигательных двигателей, основанная на использовании закономерностей термолитиза древесины в среде перегретого водяного пара. Эти закономерности заключаются в том, что при обработке водяным паром древесины в диапазоне температур 180...250 С образуются твердые продукты с гидрофобными свойствами и проявляется эффект роста удельной теплоты сгорания в сравнении с исходной древесиной

Брикетирование древесных отходов в среде перегретого водяного пара обеспечивает получение односортовых (размеры, теплота сгорания, зольность) гранул (брикетов), которые могут быть применены в качестве топлива для газогенераторных двигателей. При этом процесс подачи топлива в газогенератор может быть полностью автоматизирован, что упрощает обслуживание и увеличивает мощность двигателя и эффективность использования топлива [12].

В результате работ по модернизации процесса пиролиза создана новая технология получения из резинотехнических отходов моторного топлива [13].

Технологический процесс осуществляется в среде перегретого водяного пара при температуре 400...500С и практически атмосферном давлении. Воздействие водяного пара на резину приводит к тер-

мической деструкции полимерного органического материала с образованием продуктов с более низкой молекулярной массой. Испытания технологии показали, что образующиеся продукты состоят: 35 – 50 мас. % жидкие углеводороды; 6 – 8 % - газ; 35 – 50 % - углеродсодержащий остаток (содержание углерода до 97 %); 5 – 10 – металл.

Опыты по разгонке жидких углеводородов на отдельные фракции показали, что из 1000 кг может быть получено до 100 кг аналога бензина, 200 кг моторного топлива (ГОСТ 1667-68) , 300 кг судового СВЛ (ТУ 38 1011314-90) и 400 кг печного топлива.

Углеродсодержащий остаток термолитиза резиновых отходов содержит значительное количество (до 97 %) углерода, от 12 до 15 мас. % золы. Перспективным вариантом использования этого остатка является брикетирование в смеси с древесными отходами, в результате чего получается высококалорийное топливо для автомобильных газогенераторов.

Техническое использование парового термолитиза резиновых отходов возможно по двум основным направлениям, определяющим экономическую эффективность процесса в целом. В первом случае основной целью является получение высококачественных жидких топлив и масел. Во втором случае целевым назначением является получение антидетонационных присадок к моторному топливу (бензинам).

С целью обоснования этих направлений выполнен комплекс исследований по изучению закономерностей физико–химических превращений при обработке паром резиновых отходов. В результате исследований установлено, что существенное влияние на получаемые продукты оказывают условия обработки паром отходов (скорость нагрева, температура, давление) и исходное состояние (тип резины, геометрические размеры) отходов [11] .

Перспективы дальнейших исследований. В научном плане дальнейшие исследования термолитиза органических материалов в паровой среде связаны с изучением физико-химических закономерностей термодеструкции различных составляющих отходов и их

смесей и созданием на этой основе новых процессов переработки отходов.

Выводы. Термолиз органических материалов в паровой среде представляется перспективным методом для создания экологически чистых технологий утилизации органических отходов с получением моторных топлив, масел, адсорбционных материалов для топливных фильтров, антикоррозионных смазок [14].

Рассмотренный метод может быть применен для создания автомобильных газогенераторов на паровом дутье, что позволит повысить калорийность генераторного газа, а также создать газогенераторные системы, работающие на смесях отходов (древесные и резиновые).

Перспективность процесса парового термолиза органических отходов определяет ряд факторов:

- возможность путём конденсации выделять водяной пар из парогазовой смеси, что позволяет без особых технических сложностей осуществлять концентрирование продуктов термолиза и доводить их содержание в объёме практически до 100%.

- особый характер процессов термолиза отходов в паровой среде обеспечивает получение ценных вторичных продуктов сырьевого и топливного назначения;

- возможность перерабатывать по данному методу пластмассовые хлорсодержащие отходы;

- высокая пожаровзрывобезопасность, обусловленная использованием водяного пара.

Литература

1. Соуфер С., Заборски О. Биомасса как источник энергии.– М.: Мир, 1985.– 368 с.
2. Гелетуха Г.Г., Железная Т.А. Обзор технологий газификации биомассы // Экотехнология и ресурсосбережение.- 1998.– № 2.– С. 21–29.
3. Эскин Н.Б., Тугов А.Н. Анализ различных технологий термической переработки бытовых отходов // Энергетика.- 1994.- № 9.- С. 12-17.
4. Пальгунов П. П. Сумароков М. В. Утилизация промышленных отходов.– М.: Стройиздат, 1990.- 352 с.

5. Бельков В.М. Методы, технологии и концепция утилизации углеродсодержащих промышленных и твердых бытовых отходов // Химическая промышленность.- 2000.– № 11.– С. 8–25.

6. Федосеев С.Д., Чернышов А.Б. Полукоксование и газификация твердого топлива.– М.: Гостехиздат, 1960.- 326 с.

7. Шеин В.С., Ермаков В.Н., Нехрин. Обезвреживание и утилизация выбросов и отходов при производстве эластомеров.– М.: Химия, 1987.- 272 с.

8. Vacuum Pyrolysis of used tires / C. Roy, H. Darmstadt, B. Benallal, A. Chaaba // Journal of Thermal Analysis.- 1997.- № 36.- P. 125–126.

9. Sharp L.L., Ness R.O. Pyrolysis of Automotive Shredder Residue for the Production of Fuel – Grade Gas // In. Energy Environmental Applications.- 1995.- № 2.- P. 71–75.

10. Панцхава Е.С. Биогазовые технологии – радикальное решение проблем экологии, энергетики и агрохимии // Теплоэнергетика.- 1994.– № 4.- С. 36–42.

11. Паровой термолиз органических отходов / Д.В. Аристархов, Н.Н. Егоров, Г.И. Журавский, Э.П. Полесский, Н.С. Шаранда.- Минск.: Институт тепло – и массообмена им. А.В. Лыкова НАНБ, 2001.– 135 с.

12. Паушкин Я. М., Головин Г.С., Липидус А.Л. Получение моторных топлив из газов газификации растительной биомассы // Химия твердого топлива.- 1994.- № 3.- С. 62 – 71.

13. Технологии переработки отходов растительной биомассы, технической резины и пластмасс / Д.В. Аристархов, Г.И. Журавский, Э.П. Полесский, Б.А. Пермяков // Инж.–физ. журн.- 2001.- Т. 74,- № 8.- С. 152-155.

Поступила в редакцию 14.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, проф., член-кор. НАН Н.Н. Дорожкин, НАН Беларуси, г. Минск; д-р техн. наук, вед. науч. сотр. П.Л. Фалюшин, институт проблем использования природных ресурсов и экологии НАН Беларуси

ОБ ОСОБЕННОСТЯХ АНИЗОТРОПНОСТИ ЖИДКОФАЗНЫХ СТРУКТУР В АКУСТИЧЕСКИХ ПОЛЯХ

В.Н. Мельник, канд. техн. наук,

Национальный технический университет Украины «КПИ», г. Киев, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. В натуральных условиях вследствие ударных воздействий, вибрации, температурных и иных внешних возмущений в жидкофазной части чувствительных элементов приборов и устройств, а также в элементах конструкций жидкотопливных ракет и приводных устройств возникают пузырьки газа, нарушающие ее изотропность. Ситуация осложняется тем, что прошедшая внутрь акустическая волна заставляет пузырьки газа перемещаться в направлении ее распространения и сосредотачиваться в определенном месте конструкции, как правило, в зоне акустической тени. Такое явление особенно нежелательно в системах, имеющих высокие требования к изначальному равновесию массовых и гидростатических сил.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. В настоящее время в отечественной литературе не опубликованы материалы касательно динамики кавитационных пузырьков в акустических средах. Вместе с тем отдельные исследования этой проблемы применительно к полиагрегатным структурам чувствительных элементов систем инерциальной навигации уже проводились [1-3]. Здесь речь идет об особенностях движения пузырьков газа в подвесе приборов и в чувствительных элементах систем коррекции. Нерешенной остается задача влияния вязко-упругих свойств жидкости и конструкции в целом на характер и особенности перемещения пузырьков газа под действием акустического излучения произвольной формы. Эти вопросы достаточно четко определяют круг прикладных задач анализа и синтеза многофазных структур в звуковых полях.

Цель исследований. Целью представленных исследований являлась разработка расчетных моделей явления в интересующем приближении и оценка сте-

пени влияния деформируемости поверхности пузырьков газа и не зависящих от времени свойств жидкости (например вязкости) на величину перемещений пузырьков, нарушающих изотропность жидкости.

Результаты исследований. В предположении линейности поставленной задачи уравнения движения, к примеру, одного пузырька, в проекциях на его главные центральные оси инерции можно представить в виде [4]:

$$m_{ii}\ddot{U}_{*i} + b_i\dot{U}_{*i} + Q_i = F_i,$$

где m_{ii} – масса пузырька газа (момент инерции в случае углового движения);

$\ddot{U}_{*i}$ – ускорение центра масс (линейное либо угловое);

b_i – приведенный коэффициент вязкого сопротивления;

F_i – сила, с которой распространяющаяся в жидкости волна действует на недеформируемую поверхность пузырька;

$$Q_i = \iint_S \bar{q}(x, y, t) \cdot \bar{\tau}_i(x, y) dS, \quad - \text{дополнительная}$$

сила взаимодействия поверхности со средой, обусловленная деформацией;

$\bar{q}$ – давление, вызванное смещением пузырька;

$\bar{\tau}_i$ – единичный вектор соответствующей оси ординат;

x, y – координаты точки поверхности;

t – время; S – поверхность пузырька.

Если поверхность пузырька перемещается, либо деформируется таким образом, что обобщенная координата растет с единичной скоростью

$$\dot{U}_k|_{t>0} = 1; \quad U_k|_{t<0} = 0; \quad U_m|_{m \neq k} = 0,$$

то на поверхности пузырька, вообще говоря, возникнет давление с составляющими по всем направлениям

$\vec{\tau}_i$ и приведенное выше соотношение определит обобщенную силу $f_{ik}(t)$, соответствующую этим условиям

$$Q_i(t) = \sum_k Q_{ik}(t) = \sum_k \int_0^t F_{ik}(t-\tau) \ddot{U}_k(\tau) d\tau.$$

Зависимость обобщенных сил F_i от параметров волны давления также может быть представлена функциями f_{ik} , если мысленно представить движение части жидкости, ограниченной поверхностью пузырька, то есть «фиктивного» тела:

$$F_i = \sum_n m_{ni}^{\phi} \ddot{U}_{*n}^{\phi} + \sum_k \int_0^t f_{ik}(t-\tau) \ddot{U}_k^{\phi}(\tau) d\tau + b_n \dot{U}_{*n},$$

где m_{ni}^{ϕ} – масса (статический момент или момент инерции фиктивного тела относительно выбранных осей); индекс "ф" означает принадлежность к фиктивному телу. Предполагается, что пузырек не отделен от жидкости, из чего следует, что перемещения его поверхности и касающейся ее среды совпадают.

С учетом сказанного уравнения движения пузырька могут быть представлены в виде интегро-дифференциальных зависимостей

$$\begin{aligned} m_{ii} \ddot{U}_{*i} + \sum_k \int_0^t f_{ik}(t-\tau) \ddot{U}_k(\tau) d\tau + b_i \dot{U}_{*i} = \\ = \sum_m m_{ni}^{\phi} \ddot{U}_{*n}^{\phi} + \sum_k \int_0^t f_{ik}(t-\tau) \ddot{U}_k^{\phi}(\tau) d\tau + b_n \dot{U}_{*n}. \end{aligned}$$

Если колебания пузырька и будут иметь место, то с прекращением звукового воздействия они затухают и, таким образом, перемещения в итоге также будут стремиться к пределу. Кроме того, ограничение внешнего воздействия исключает экспоненциальное увеличение перемещений пузырька при $t \rightarrow \infty$. Характер взаимосвязи окончательных перемещений пузырька от окончательных перемещений фиктивного тела, то есть жидкости в отсутствие пузырька, существенным образом зависит от поведения функции $[f_{ik}(t)]_{t \rightarrow \infty}$.

В том случае, когда пузырьки газа ограниченных размеров, в зависимости от свойств жидкости (без-

граничной) можно следующим образом классифицировать функции f_{ik} .

Идеальная (без учета вязкости) жидкость

$$\lim_{t \rightarrow \infty} f_{ik}(t) = m_{ik}^0,$$

где m_{ik}^0 – присоединенная масса.

Реальная (с учетом вязкости) жидкость

$$\lim_{t \rightarrow \infty} f_{ik}(t) = \alpha_{ik},$$

где α_{ik} – сопротивление при движении пузырька.

Если принять

$$\dot{U}_{*i}|_{t \rightarrow \infty} = \text{const},$$

то

$$\ddot{U}_{*i}|_{t \rightarrow \infty} = 0.$$

При установившемся перемещении пузырьков газа, то есть при $t \rightarrow \infty$, силы f_{ik} уравниваются силами сопротивления α_{ik} .

Перспективы дальнейших исследований. Полученные результаты дают возможность оценить степень влияния параметров акустического излучения, физико-механических свойств жидкости (в том числе гистерезисных явлений) и иных факторов на решение рассматриваемой задачи. Кроме того, появляется возможность определить закономерности пространственного движения и их особенности не только при установившемся движении, но и с учетом характера обтекания пузырьков жидкостью.

Задачу можно расширить, если учесть не только вязкие, но и упругие свойства системы.

Для свободно перемещающегося пузырька в случае идеальной жидкости предельные перемещения будут определяться соотношениями

$$\begin{aligned} m_{ii} U_{i\infty} + \sum_{k=1}^6 m_{ik} U_{k\infty} + [m_{ii} (U_{*i\infty} - U_{i\infty})] + \\ + \left[\sum_{k=7}^{\infty} m_{ik} U_{k\infty} \right] = \sum_n m_{ni}^{\phi} U_{n\infty}^{\phi} + \sum_{k=1}^6 m_{ik} U_{k\infty}^{\phi} + \\ + \left[\sum_n m_{ni}^{\phi} (U_{*n\infty}^{\phi} - U_{n\infty}^{\phi}) \right] + \left[\sum_{k=7}^{\infty} m_{ik} U_{k\infty}^{\phi} \right], \end{aligned}$$

а для твердой среды упругой среды выражением вида

$$\sum_{k=1}^6 \beta_{ik} U_{k\infty} + \left[\sum_{k=7}^{\infty} \beta_{ik} U_{k\infty} \right] =$$

$$= \sum_{k=1}^6 \beta_{ik} U_{k\infty}^{\phi} + \left[\sum_{k=7}^{\infty} \beta_{ik} U_{k\infty}^{\phi} \right].$$

Члены в квадратных скобках соответствуют остаточным деформациям поверхности (в левых частях уравнений) и фиктивного тела (в правых).

Рассмотренные особенности анизотропности жидкофазных структур характерны для гироскопов с так называемым жидкостным маятниковым переключателем (ЖМП). Перемещаясь в сторону распространяющейся волны давления пузырек ЖМП нарушает равновесие токов в обмотках коррекционных механизмов и ось фигуры будет отслеживаться в сторону "ложной" вертикали. Причем, работая, например, на постоянной части характеристики, ЖМП будет заставлять прецессировать ротор гироскопа в продолжение всего времени действия внешнего акустического давления. Это будет происходить до тех пор, пока ракета-носитель не оторвется от стартовой площадки и не поднимется на такую высоту, когда уровень акустического излучения уменьшится до номинальной величины 130 – 150 децибел и приборы управления станут инвариантными к его воздействию. В этом случае система коррекции будет возвращать ось фигуры гироскопа в положение истинной вертикали.

Выводы. Анализ показывает, что упругие деформации поверхности не влияют на окончательное перемещение пузырька, так как величины m_{ii} , m_{ik}^0 и α_{ik} ограничены, а остаточные деформации равны нулю, вследствие чего равны нулю и члены, им соответствующие.

Если функции f_{ik} неинтегрируемы (в случае реальной жидкости), то масса пузырька и деформации его поверхности не влияют на предельные перемещения.

В том случае, когда деформации упругие, главные центральные оси, а также их массы (либо моменты инерции) соответственно совпадают и окончательные

перемещения пузырька и фиктивного тела (жидкости в отсутствие пузырька) равны между собой. Деформации фиктивного тела будут упругими, например, в случае плоской акустической волны, когда все частицы жидкости перемещаются на одно и то же расстояние.

При положительной плавучести окончательные перемещения в среде больше, а при отрицательной – меньше перемещения частиц идеальной жидкости. Вместе с тем установлено, что в реальной жидкости масса пузырька не оказывает влияния на величину перемещений. Кажущееся противоречие объясняется тем, что при $t > T$ хотя бы и медленно (при малом трении), при положительной плавучести пузырек возвратится назад настолько, пока его перемещение не сравняется с перемещением частиц жидкости. Точно так же и для случая отрицательной плавучести.

Литература

1. Про вплив аеродинамічного шуму на роботу гірогоризонта / В.М. Мельник, Аль Хансаит Мамун, В.В. Карачун, Г.Б. Астапова // Вісник ЖІТІ.- 2000.- № 13.- Тех. науки.- С. 37-40.
2. Многомерные задачи нестационарной упругости подвеса поплавкового гироскопа / В.В. Карачун, В.Г. Лозовик, Е.Р. Потапова, В.Н. Мельник / Под ред. В.В. Карачуна.- К.: «Корнейчук», 2000.- 128 с.
3. Карачун В.В., Потапова Е.Р., Мельник В.Н. О погрешности построения вертикали при старте носителей // Космічна наука і технологія.- 1999.- Т. 5.- № 4.- С. 70-74.
4. Карачун В.В. Прохождение волны избыточного давления через многофазную механическую структуру // Космічна наука і технологія.- 1996.- Т. 2.- № 3-4.- С. 55-57.

Поступила в редакцию 03.06.03.

Рецензенты: канд. техн. наук, доц. каф. теоретической механики О.Н. Юдин, НТУ «КПИ», г. Киев; д-р техн. наук, проф. В.А. Касьянов, НАУ, г. Киев.

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ДВУХТАКТНЫЕ МОТОКОМПРЕССОРНЫЕ ВОЗДУШНО-РЕАКТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ МАЛЫХ ТЯГ

А.А. Потапенко, ст. науч. сотр., М.В. Амброжевич, науч. сотр.,

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

Постановка проблемы и её связь с научно - практическими задачами. В связи с устойчивой тенденцией к миниатюризации и удешевлению полезной нагрузки (электроники, телерадиоаппаратуры) одним из перспективных направлений в современной авиации является создание дистанционно управляемых авиационных систем (ДУАС). Беспилотные летательные аппараты (БЛА) с полетной массой порядка 20 кг, представлявшие раньше узкий круг интересов авиамodelистов, сейчас могли бы вполне заинтересовать военных, нефтяников, различные службы разведки, спасения, пожаротушения. Однако уровень совершенства двигательных установок (ДУ) миниатюрных БЛА на данном этапе совершенно не отвечает бурному прогрессу средств электроники и оптики. В данном классе практически безраздельно господствуют винтомоторные силовые установки (ВСУ) с винтами фиксированного шага (ВФШ) с поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ПДВС), спроектированными на основе авиамodelьной идеологии 40-50-летней давности. До недавнего времени стремились летать выше, быстрее, тяжелее. И вдруг выясняется, что требуется летать ниже, медленнее и легче. Обозначалась незаполненная ниша, которую можно обо-

значить высотой полёта 100-5000 м, скоростью порядка 0,5М, массой ЛА 12-80 кг. Но техника, как и природа, не терпит пустоты. Поэтому совершенно уверенно можно прогнозировать в ближайшие годы во всем мире бурное развитие ДУ для БЛА именно этого класса.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем.

Проанализируем связь между типом ДУ летательного аппарата (ЛА), его массой (характерным размером) и скоростью полёта на предмет пригодности в качестве силовой установки для мини-БЛА. Уровень технического совершенства, выраженный критерием «стоимость-эффективность», также примем во внимание.

ЛА с винтомоторными силовыми установками с поршневыми двигателями (ВСУПД). Предельные скоростные возможности (впоследствии не превзойденные) для полноразмерных ЛА, оснащенных ВСУПД с винтами регулируемого шага (ВРШ), завершающего этапа второй мировой войны представлены в табл. 1 [1 – 3].

Скоростные ограничения на периферии воздушного винта (ВВ) обуславливают следующие характерные частоты вращения в зависимости от его диаметра:

Таблица 1

Наиболее скоростные образцы боевых самолетов с ВСУПД периода 1943 – 1946 гг.

Марка ЛА	Тип ЛА	Марка двигателя	Макс. взлетная масса, кг	Макс. мощность, кВт	Макс. скорость, км/ч
(«Виккерс-Супермарин» «Спитфайр» Mk XIV / PR XIX	Истребитель ПВО / разведчик	«Гриффон» 61/65/66 «Роллс-Ройс»	3856	1518,11	720
«Норт Америкен» Р-51Н «Мустанг»	Истребитель сопровождения	V-1650-9 «Паккард» / «Мерлин» 61 «Роллс-Ройс»	5260	1654,62	703
Ла-9	Фронтовой истребитель	АШ-82ФН	3265	1360,67	690
«Рипаблик» Р-47 «Тандерболт»	Истребитель сопровождения	R-2800-57/77 «Пратт-Уитни»	9400	2088	690

1000 об/мин при диаметре ВВ 2 м и 8500 об/мин при диаметре 0,45 м. Тем самым значительно усложняются конструктивные реализации винта регулируемого шага малого диаметра. Тактико-технические характеристики (ТТХ) известных образцов БЛА лёгкого и сверхлёгкого классов с ВСУПД (табл. 2) [4 – 10] свидетельствуют о том, что в них применяются ВВ фиксированного шага (ВФШ), т.к. диапазон крейсерских скоростей ЛА находится в пределах 70–250 км/ч. Поэтому область их эффективного применения ограничивается простыми метеорологическими условиями и, как правило, только летом.

Уровень совершенства рабочего процесса и показатель литровой мощности ПД авиамодельного класса существенно ниже, чем двигателей боевых самолетов времен второй мировой войны. Кроме того, авиа-

модельные ПД никогда не относились к объектам *критических технологий*, что тоже является существенным фактором, влияющим на совершенство данного класса изделий. Необходимо также учитывать, что максимальные скорости истребителей времён войны достигались кратковременным форсированием двигателя впрыском H_2O , водно-метаноловой смеси [11] или закиси азота (газообразный N_2O) в двигатель «Даймлер-Бенц» DB-605-D1 [12], что также малопригодно для предельно упрощенных ПД мини-БЛА.

Из табл. 2 видно, что в классе легких БЛА с ВСУПД с ВФШ практически *недостижимы* крейсерские скорости полета порядка 320–400 км/час, способные обеспечить надежное преодоление ветрового сноса во время полёта и, следовательно, всепогодность и оперативность применения.

Таблица 2

ТТХ современных лёгких и сверхлёгких БЛА

Наименование БЛА	Тип ДУ	Масса, кг	Скорость полета, км/ч	Время полета	Страна-разработчик
Аутрейдер	ПД	270	200	4 ч.	США
CL-289	ТРД	217	742	35 мин.	Канада, ФРГ, Франция
ДПЛА-70	ПД	200	100-180	90-660 мин.	Россия
CL-227	ПД	190	130	4 ч	Канада
Скай Ай	ПД	172	185	-	США
Феникс	ПД	160	130	6 ч	Великобритания
Бревел	ПД	150	250	3,5 ч	ФРГ, Франция
Мирах-26	ПД	150	180	4 ч	Италия
ДПЛА-61 «Пчела-ПМ»	ПД	130	110-180	2 ч.	Россия
SAT 800	РДТТ	128	828	-	ОАЭ
Скаут	ПД	118	150	4,5-7 ч.	Израиль
Мастиф-II	ПД	110	130	3-4 ч.	Израиль
ДПЛА-60 «Пчела»	ПД	102	100-180	2 ч.	Россия
Рейвен-200	ПД	60	170	4 ч	Великобритания
AVE («Пти Дюк»)	2×ТРД АМТ	60	600	15 мин	Франция
Спрайт	ПД	40	130	2,5 ч	Великобритания
Праера-2	ПД	38,5	150	4 ч	США
Пойнтер	ПД	3,4	70	1 ч	США

Диапазон крейсерских скоростей для легкого БЛА, предназначенного для надежного и оперативного решения задач видеонаблюдения, разведки, идентификации целей, целеуказания, объективного контроля, применения авиационных средств поражения и др., должен находиться в интервале 0,4-0,5М. В связи с этим безальтернативным видится применение двигателя прямой реакции (возможно - двухконтурного) с умеренными скоростями истечения для обеспечения приемлемых значений тягового КПД.

ЛА с турбореактивными двигателями малых тяг (ТРД МТ). Появление в последние годы ТРД МТ [13 - 14] следует рассматривать как побочный продукт прогресса в области автомобильного турбокомпрессоростроения. Данное направление представляется тупиковым, так как турбомашины данного типа-размера находятся далеко за пределами масштабного вырождения (лопатки малой высоты гидравлически неэффективны, а размеры камеры сгорания недостаточны для полного протекания реакции). Реальные

характеристики ЛА с ТРД МТ находятся на уровне ПуВРД аналогичного типоразмера, но не сопоставимы с ними по стоимости и массовому совершенству. Указанные в табл. 2 ТТХ экспериментального БЛА Дассо АВЕ «Пти Дюк» с двумя ТРД МТ «АМТ» являются тому наглядным подтверждением.

Цель исследований. Таким образом, на данном этапе востребован принципиально новый класс ВРД МТ, для которого не существует отработанных идеологических и конструктивных решений.

Результаты исследований. Неэффективность работы ГТД для заданного масштаба ДУ неизбежно приводит к давно и прочно забытой идее *мотокомпрессорного воздушно-реактивного двигателя (МКВРД)*. Уместно вспомнить, что МКВРД известен в истории авиации как первый двигатель прямой реакции [15]. Интенсивные работы в области МКВРД проводились в период «скоростного кризиса» в авиации на рубеже 1930-40 гг [16]. Но в связи с успехами в области создания ТРД работы над ДУ данного типа были повсеместно прекращены.

Современное состояние в области лёгких и сверхлёгких БЛА также с полным основанием характеризуется словосочетанием «скоростной кризис». Однако масштабный фактор в этой ситуации, судя по всему, выступает на стороне МКВРД. Альтернативой, открывающей возможности дальнейшей миниатюризации, является *использование компрессорных машин объемного типа вместо лопаточных*, что помимо обеспечения приемлемых значений КПД, позволяет радикально снизить затраты, связанные с производством и эксплуатацией. Эффективность МКВРД определяется в основном характеристиками газогенератора.

Свободнопоршневые генераторы газа (СПГГ). Наиболее целесообразно применение СПГГ в системах без промежуточных преобразователей потенциальной энергии генераторного газа. В этом состоит решающее преимущество СПГГ перед системами с приводом компрессора объемного типа от ПД.

Некоторое время СПГГ привлекал внимание разработчиков СУ полноразмерных ЛА. В 1956 г. П.Шмидту выдан патент на МКВРД с СПГГ [17]. Раз-

работка была доведена до опытного образца с подтверждением высоких характеристик [18].

В 1960-197-1970 годы класс СПГГ успешно развивался в качестве стационарных энергоустановок и технологических машин различного назначения с непосредственной передачей энергии к рабочему органу [19]. Получил распространение ряд схем СПГГ с компрессорными машинами двойного действия, позволяющими получить повышенную расходонапряженность [20].

Известны опытные образцы *спаренных* СПГГ [21], массогабаритные показатели которых выше, чем одианных, поэтому такого рода устройства предпочтительнее для использования в составе МКВРД.

Общим недостатком всех типов СПГГ является их неспособность к саморегулированию в силу неустойчивости автоколебаний поршня и отсутствия кинематически заданной определенности его движения (фиксации мертвых точек) [19], что преодолевается применением *синхронизирующих механизмов*. Основными типами механизмов синхронизации являются шатунный (близкий к кривошипно-шатунному), рычажный, реечный [20]. Несмотря на некоторую громоздкость и несовместимость с внутренней компоновкой, только кривошипно-шатунный механизм (КШМ), однако разгруженный в отличие от традиционного вального двигателя способен обеспечить кинематически детерминированную устойчивую работу СПГГ.

Устройство и принцип действия предлагаемого двухконтурного МКВРД МТ. Возможный вариант МКВРД МТ [22] представлен на рис. 1. Двухконтурный МКВРД представляет собой двухтактный мотор-компрессор с реактивным соплом. Воздух поступает в мотор-компрессор из впускного коллектора–входного устройства 0. Мотор-компрессор состоит из двух органически спаренных блоков, в состав каждого из которых входят компрессорные цилиндры (КЦ) наддува 1,2 и второго контура 3,4 и рабочие цилиндры (РЦ) 9. Рабочий объем РЦ 9 образован двумя противоположно движущимися поршнями. Выполненные в тронке наружных подвижных агрегатов внутрипоршневые полости (ВПП) 5 образуют в совокупности с трехряд-

ной системой окон и продувочным каналом 7 систему газораспределения РЦ с противоположно движущимися поршнями. ВПП внутренних подвижных агрегатов 6 предназначены для нагнетания воздуха в ресивер «холодного» контура 8. Выпускные патрубки РЦ 10 выводят газо-воздушную смесь в эжектор-смеситель, где происходит ее перемешивание с воздухом второго контура, выходящим из ресивера 8. Далее в удлинительной трубе – резонаторе 11 в эжекторных преобразователях импульса (ЭПИ) смешиваются раз-

нородные потоки, генерируемые блоками МКВРД и далее разгоняются в дозвуковом реактивном сопле (РС). Полученная низкотемпературная реактивная струя слабо контрастна на фоне окружающей среды. Кинематические свойства двигателя полностью детерминированы благодаря использованию КШМ синхронизации 12-14. Необходимый для вывода из мертвых точек запас инерции обеспечивается вращающейся массой элементов механизма синхронизации либо дополнительным маховиком.

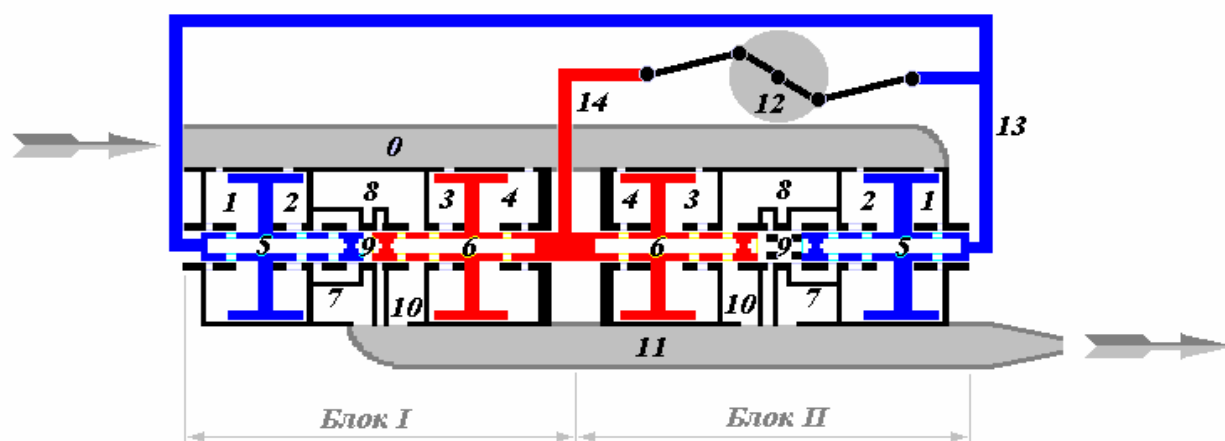


Рис. 1. Принципиальная схема двухконтурного МКВРД

- | | |
|---------------------------------|--|
| 0 – впускной коллектор; | 1 – 4 – компрессорные цилиндры; |
| 5, 6 – внутрипоршневые полости; | 7 – продувочный канал; |
| 8 – ресивер; | 9 – рабочий цилиндр; |
| 10 – коллектор выпуска; | 11 – резонатор - ЭПИ и РС; |
| 12 – КШМ синхронизации; | 13, 14 – жесткие звенья механизма синхронизации. |

Предлагаемое конструктивное решение подвижного агрегата является вариантом крейцкопфного механизма, что способствует достижению равномерного контакта поршня и гильзы. В совокупности с конструктивной изоляцией объема РЦ 9 это позволяет применить в рабочем процессе высокие степени сжатия. Причем в малом типоразмере для коротко-ресурсных ДУ возможен отказ от поршневых колец с конструктивной заменой канавками с термостойкой смазкой и покрытиями на основе MoS_2 [23], обладающими также чрезвычайно высокими триботехническими свойствами.

Высотно-скоростные характеристики МК ВРД МТ с постоянной цикловой подачей горючего получены с использованием универсальной модели [24] и представлены на рис. 2, 3. Вследствие улучшения условий наполнения цилиндров с ростом скоростного напора

уменьшается скорость истечения. По этой причине на пассивных фазах цикла возникает сила торможения. Таким образом, следует обеспечить соответствующий рост скорости истечения. Для подавления амплитуд отрицательных ветвей тяговой индикаторной диаграммы целесообразно увеличивать цикловую подачу горючего по мере возрастания скорости полета. При этом будет расти температура и, следовательно, скорость истечения реактивной струи, что позволит уменьшить либо устранить отрицательные значения площадей под индикаторной тяговой диаграммой.

Впрочем при выборе закона регулирования для МК ВРД МТ необходимо учитывать функциональную специфику БЛА. Во многих случаях некоторый ущерб экономичности может быть скомпенсирован упрощением системы топливопитания за счет отказа от

управления дросселированием в полете, что благоприятно сказывается на характеристиках всей технической системы в целом. В таком случае в пределах, допускаемых собственными характеристиками устойчивости, двигатель может рассматриваться как устойчивый саморегулирующийся объект.

В высотном диапазоне 0-5 км МКВРД дает вполне благоприятные прогнозы для стабилизации БЛА по заданной высоте, т.к. снижение траектории полета приводит к соответствующему приросту тяги, чем обеспечиваются условия для совершения компенсирующего аэродинамического маневра.

По цикловой подаче горючего режим работы оптимизирован по высоте около 1 км. Выбор оптималь-

ной высоты полета обусловлен сложностью мер, необходимых для достижения легкими и сверхлегкими БЛА экономичного высотного диапазона до 5 км. Как правило, для этой цели используются твердотопливные ускорители, что ведёт к удорожанию НИОКР и эксплуатации, а также связано с сильными демаскирующими эффектами во время полёта.

Выводы и перспективы дальнейших исследований.

Представляется весьма перспективным использование в качестве СУ мини-БЛА двухконтурного мотокомпрессорного ВРД, где в роли мотор-компрессора выступает СПГТ с синхронизирующим механизмом типа КШМ. Дальнейшая работа будет вестись в направлении более детальной проработки данной схемы.

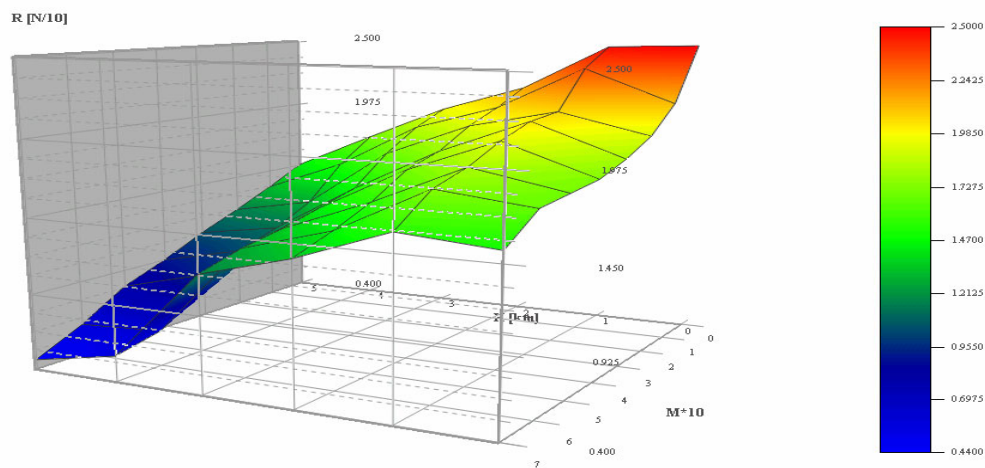


Рис. 2. Зависимость силы тяги МКВРД от высоты и скорости полета

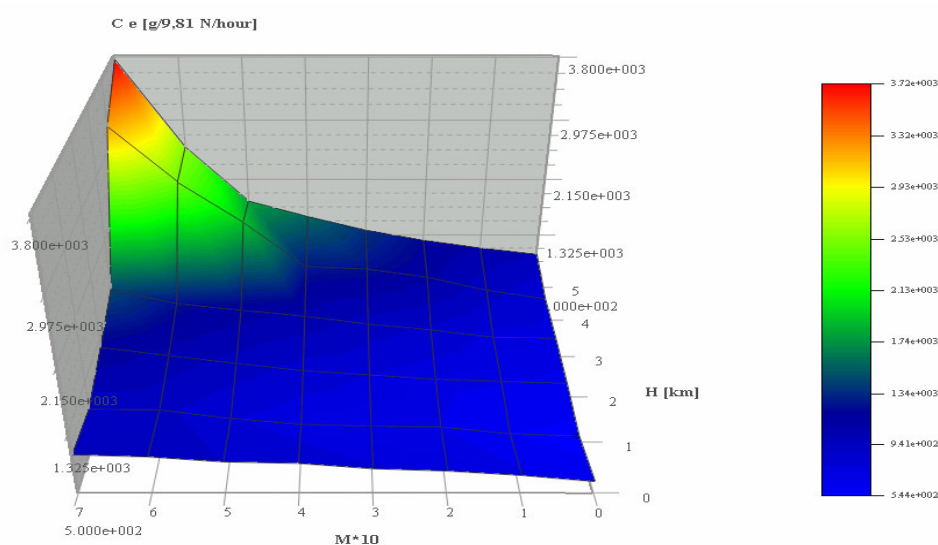


Рис. 3. Зависимость удельного расхода горючего МКВРД от высоты и скорости полета

Литература

1. Das Große Flugzeug Typenbuch.– Berlin: VEB Verlag für Verkehrswesen, 1982.– 607 p.
2. Холмс Т. Знаменитые самолеты и вертолеты (справочники Джейнс).– М.: ООО «изд-во Астрель», 2002.– 448 с.
3. Самолеты страны советов. 1917-1970.– М.: Изд-во ДОСААФ, 1974.– 263 с.
4. Беспилотные летательные аппараты. Справочные данные // Зарубежное военное обозрение.– 2001.– № 9-10.– С. 14-19.
5. Янкевич Ю.И. Беспилотные разведчики ОКБ им. Яковлева // Полет.– 2000.– № 3.– С. 25-31.
6. Беляев В.В. Зарубежные военные беспилотные аппараты и перспективы их развития // Полет.– 2002.– № 12.– С. 39-50.
7. Unmanned aerial vehicle and drones // Aviation Week & Space Technology, 2003, January 13, P. 106-111.
8. Ростопчин В., Румянцев С. Беспилотные авиационные системы // Вестник воздушного флота.– 2001.– № 7-12.– С. 33-36.
9. Кутовий О.П. Тенденції розвитку безпілотних літальних апаратів // Наука і оборона.– 2000.– № 4.– С. 39-47.
10. Стан та перспективи розвитку безпілотних розвідувальних літальних апаратів: Реф. огляд. (Рук.).– Харків: ХАІ, 2003.– 26 с.
11. Масленников М.М., Рапиорт М.С. Авиационные поршневые двигатели.– М.: Гос. изд-во оборонной промышленности, 1951.– 847 с.
12. Булах А. Me-210/410 – провал или запоздалый успех? // История авиации.– 2001.– № 5.– С. 30-37.
13. <http://www.microjeteng.com>
14. <http://www.swbturbines.com>
15. Андреев И. Наш авиамузей // Техника – молодежи.– 1976.– № 3.– С. 50-51.
16. Бауэрс П. Летательные аппараты нетрадиционных схем.– М.: Мир, 1991.– 320 с.
17. Deutsches Patentamt. Patentschrift № 961583 Klasse 46 g Gruppe 2₀₁ Internat Klasse F₀₂ P. Schmidt, 1956.
18. Кошкин В.К., Майзель Л.М., Черномордик Б.М. Свободнопоршневые генераторы газа для газотурбинных установок.– М.: Машгиз, 1963.– 292 с.
19. Петров П.П. Свободнопоршневые двигатели – проблемы и перспективы // Двигателестроение.– 1988.– № 4.– С. 3-8.
20. Асеев Е.Н., Эпштейн А.С. Конструирование и расчет безвальных генераторов газа.– М.: Машгиз, 1962.– 355 с.
21. Воронов Н.П., Гончар Б.М. Параметры и конструктивные особенности современных СПГТ.– М.: ЦИНТИАМ, 1963.– 33 с.
22. 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 12.05.03.
23. Панфилов Ю.В., Беликов А.И. Антифрикционные тонкопленочные покрытия на основе дисульфида молибдена // Справочник. Инженерный журнал.– 2003.– № 3.– С. 9-14.
24. 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.

Поступила в редакцию 29.05. 03

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

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛОВОЗНОЙ МОДИФИКАЦИИ ДИЗЕЛЯ 6ТД ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВПУСКНЫХ ОКОН ЦИЛИНДРА

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

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

Анализ современного состояния отечественного и зарубежного двигателестроения показывает, что основными направлениями совершенствования дизельных двигателей является улучшение топливной экономичности и экологических показателей, а также повышение их ресурса.

Создание и совершенствование перспективных дизелей требует решения ряда сложных научно-технических проблем, среди которых определяющее значение имеет проблема обеспечения паровоздушной системой подачи в цилиндры дизеля необходимого количества воздуха. Одной из узловых фаз протекания рабочего процесса в цилиндрах ДВС является процесс газообмена, конечная цель отработки которого - обеспечение наполнения цилиндров заданным количеством воздуха при минимальных затратах энергии [1].

Сложность и важность реализации высокоэффективного процесса газообмена возрастает при совершенствовании двухтактных дизелей. Двухтактные дизели отличаются от четырехтактных повышенными удельными расходами воздуха, а процесс газообмена осуществляется за чрезвычайно ограниченный промежуток времени. В работах [2 - 4] показано, что от конфигурации и расположения впускных окон цилиндра двухтактных дизелей во многом зависит эффективность протекания процесса газообмена (т.е. качество очистки и наполнения цилиндра воздухом). Это вызывает необходимость постоянно совершенствовать гидравлические характеристики впускных органов цилиндра в целях уменьшения сопротивления газовоздушного тракта двигателя при протекании процесса газообмена.

Анализ выполненных исследований на некоторых

двухтактных дизелях показывает, что возможности гидравлического совершенствования впускных органов еще не использованы в полной мере. При этом в большинстве случаев [5] усовершенствование может быть достигнуто без существенных изменений конструкции гильзы цилиндра.

В Казенном предприятии "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению (КП ХКБД) была разработана оригинальная технология изготовления серийных впускных окон цилиндра прямоугольной формы двухтактных дизелей типа 6ТД, которая позволила увеличить их суммарное проходное сечение на ~ 10% без изменения остальных конструктивных и регулировочных параметров цилиндра (рис. 1).

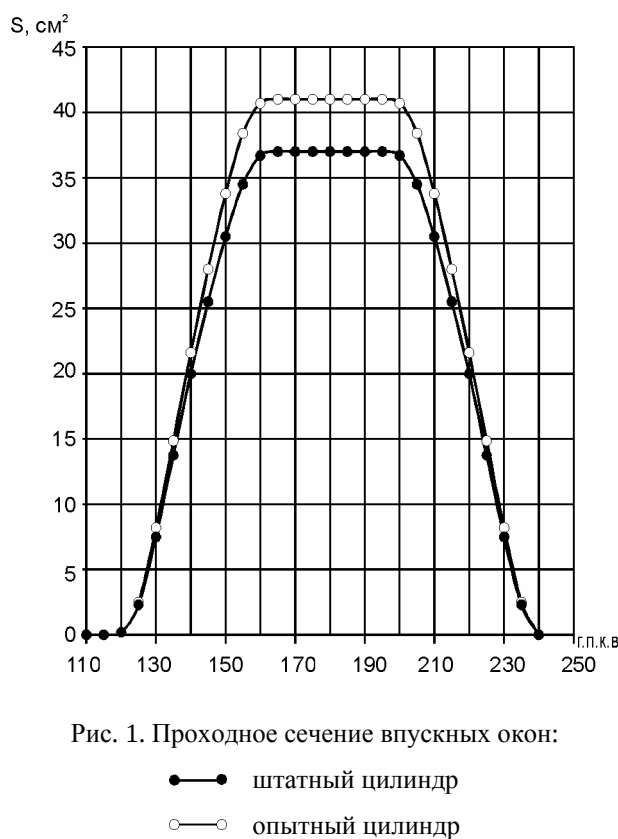


Рис. 1. Проходное сечение впускных окон:

- штатный цилиндр
- опытный цилиндр

В опытном цилиндре водоперепускные отверстия в перемычках окон выполняются соосными с осью цилиндра, а впускные окна изготавливаются путем обкатки режущего инструмента по образующей условного цилиндра диаметром 7...7,5 мм, расположенного на среднем диаметре стенки цилиндра. Этим обеспечивается меньшее затенение перемычками проходного сечения окон, в результате чего достигается заметное увеличение эффективной площади впускных окон в опытном цилиндре по сравнению с серийным (штатным).

На одноцилиндровом двухтактном двигателе (12/2х12) были выполнены экспериментальные исследования по сравнительной оценке параметров работы двигателя с опытными и серийными цилиндрами на режимах, имитирующих режимы работы полноразмерной модификации дизеля 6ТД с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха, предназначенной для применения на дизель-поездах ДР-1А и ДЭЛ-01.

Результаты исследований представлены в виде графиков на рис. 2 и 3.

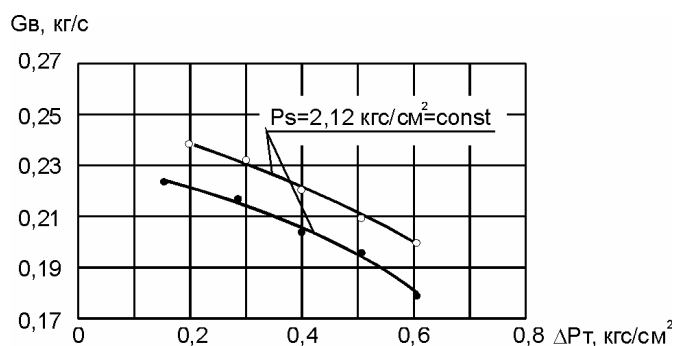


Рис. 2. Пропускная способность газовоздушного тракта двигателя на номинальном режиме $n=2200 \text{ мин}^{-1}$:

- штатный цилиндр
- опытный цилиндр

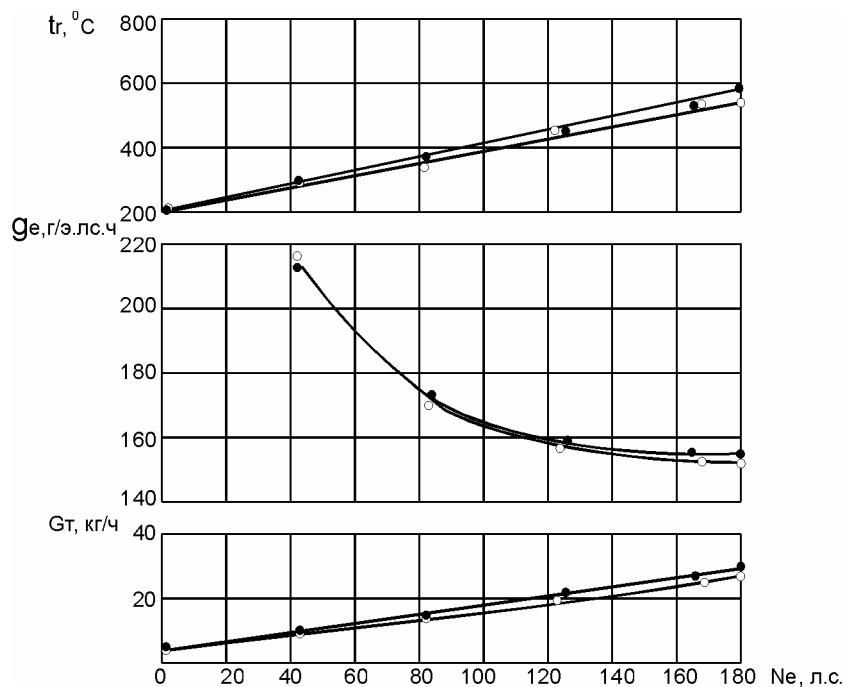


Рис. 3. Нагрузочная характеристика двигателя на номинальном режиме $n=2200 \text{ мин}^{-1}$:

- штатный цилиндр
- опытный цилиндр

Из приведенной на рис. 2 зависимости расхода воздуха через двигатель (G_B) от изменения противо-давления на выпуске (ΔP_T) при постоянном значении давления наддувочного воздуха $P_5=2,12 \text{ кгс/см}^2$ на номинальном режиме $n=2200 \text{ мин}^{-1}$ следует, что в рабочем диапазоне уровня значений противо-давления на выпуске ΔP_T пропускная способность опытного цилиндра на 8...10% выше по сравнению с серийным.

Увеличение пропускной способности опытного цилиндра позволит при реализации его на полноразмерном дизеле снизить степень повышения давления наддува (π_k) в приводном компрессоре путем уменьшения передаточного числа от коленчатого вала. В результате этого мощность, затраченная на привод компрессора, уменьшится, а эффективная мощность дизеля увеличится.

Уменьшение сопротивления газозоудушного тракта (увеличение расхода воздуха) с опытными цилиндрами возможно также использовать для увеличения давления газа на выпуске путем уменьшения проходного сечения соплового аппарата турбины, что приведет к увеличению мощности последней, а следовательно, и к снижению дисбаланса мощностей турбины и приводимого компрессора наддувочного воздуха. В этом случае большая часть индикаторной мощности будет преобразована в эффективную.

На рис. 3 показано влияние опытного цилиндра на выходные параметры двигателя по нагрузочной характеристике на номинальном режиме при $n=2200 \text{ мин}^{-1}$. Видно, что в диапазоне нагрузок 60...100% $N_{e \max}$ наблюдается незначительное снижение удельного расхода топлива (1...1.5 г/л.с. ч). Это свидетельствует о высоком уровне совершенства рабочего процесса дизелей типа 6ТД с штатными (серийными) цилиндрами.

Итак, опытный цилиндр, в котором впускные окна изготавливаются по новой технологии, обеспечивает улучшение гидравлической характеристики, что в среднем позволяет увеличить расход воздуха через одноцилиндровый двухтактный двигатель на 8...10% по сравнению с серийным (штатным) цилиндром. Использование опытных цилиндров на полноразмерной

модификации дизеля 6ТД, предназначенной для дизель-поездов, в конечном итоге даст возможность поднять эффективную мощность и улучшить топливную экономичность дизеля (согласно расчетам примерно на 2...3%).

Суммируя все сказанное выше, можно сделать важный вывод: целесообразно продолжить исследования опытных цилиндров на двухтактных полноразмерных дизелях типа 6ТД.

Литература

1. Соколов С.С., Лазурко А.А., Щеглова З.И. Конструктивные особенности систем наддува дизелей с высоким уровнем форсирования.- М.: ЦНИИТЭИ Тяжмаш, 1981.- № 30.- С. 50.
2. Коптев К.Н., Плотников В.Д., Яковлев Т.В. Исследование зависимости показателей рабочего процесса двухтактного двигателя с прямоточной системой продувки от угла наклона продувочных окон в плане ДВС.- М.: НИИ ИнформТяжмаш, 1976.- Сер.: 4-76-18.- С. 12-16.
3. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин: Уч. пособие.- Ч. 1.- Харьков: ХГПУ, 1996.- 388 с.
4. Улучшение процесса газообмена 2-тактного транспортного дизельного двигателя 6ДН 12/2х12 за счет совершенствования конфигурации и размеров впускных окон цилиндра / Н.К. Рязанцев, С.А. Алехин, П.Я. Перерва, Д.Ю. Бородин, Ю.С. Бородин // Информационные технологии: наука, техника, технология: Сб. науч. тр.- Харьков: ХТПУ, 1998.- Вып. 6, Ч. 2.- С. 93-96.
5. Круглов М.Г., Ивин В.И., Ложкин М.Н. Экспериментальное исследование аэродинамики цилиндра двухтактного двигателя с прямоточной схемой газообмена на модели // Изв. вузов. Машиностроение.- 1971.- № 2.- С. 89-94.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: канд. техн. наук, нач. отдела П.Е. Куницын, КП ХКБД, г. Харьков; д-р техн. наук, профессор А.П. Кудряш, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков.

ОПТИМИЗАЦИЯ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА И ДВИГАТЕЛЯ С ПОМОЩЬЮ ВИХРЕВОГО КОМПРЕССОРА

В.А. Шкабура, канд. техн. наук,

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

А.И. Сысун, Ровенский завод тракторных агрегатов, г. Ровно, Украина

Использование турбокомпрессоров для повышения удельной мощности двигателей стало довольно распространённым явлением. Ведущие зарубежные фирмы вкладывают в конструкторские разработки по наддуву и турбокомпрессорам значительные средства, считая эту область приоритетной для реализации высоких технологий и одну из самых наукоемких в автотракторостроении. Например, фирма Garrett (США), входящая в корпорацию Allied-Signal концерна Honeywell, оценивает свои затраты на НИОКР до \$50 млн. в год, так как дальнейшее повышение эффективности двигателей возможно лишь при более глубоком изучении и оптимизации происходящих в них процессов. Повышение экономичности двигателя с системой турбонаддува во всём диапазоне его режимов работы возможно лишь при оптимальном согласовании характеристик поршневой части двигателя и турбокомпрессора. Сложность этой задачи состоит в том, что довольно непросто создать методику расчёта, которая учитывала бы все основные особенности процессов, происходящих в двигателе с турбокомпрессором, а вычисления носили характер численного эксперимента.

Существует достаточно много методик расчёта систем турбонаддува и их согласования с поршневой частью двигателя [1 - 5]. Однако в них не приводятся рекомендации по их оптимальному согласованию. Поэтому задача данного исследования состояла в определении способа оптимизации совместной работы турбокомпрессора и поршневой части двигателя.

В качестве объекта совершенствования был взят турбокомпрессор ТКР 8,5 Н1 для двигателя СМД-18Н. В результате оптимизации геометрических параметров серийного компрессора с помощью программы газодинамического расчёта удалось зна-

чительно повысить его эффективность [6]. Однако детальный анализ результатов сравнительных испытаний серийного и опытного компрессоров турбокомпрессора на двигателе показал, что последний позволяет существенно повысить экономичность двигателя лишь на малых и средних режимах его работы (рис. 1).

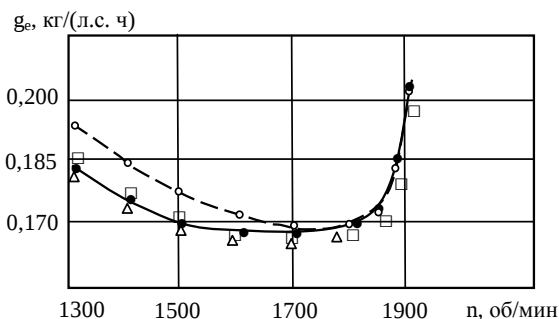


Рис. 1. Зависимость удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала с различными ТК:

- – серийным;
- – опытным;
- – оптимизированным (ТКО);
- Δ – ТКО с вихревым компрессором

На режимах больших оборотов двигателя компрессор создаёт избыточный расход воздуха для двигателя, что приводит его к неоптимальному режиму работы и уменьшению экономичности. Поэтому для обеспечения оптимальной работы двигателя на всех режимах пришлось снизить коэффициент напора компрессора (рис. 2) и повысить пропускную способность турбины. Оптимизацию геометрических параметров турбины и компрессора турбокомпрессора в составе двигателя проводили на основе разработанной для указанной задачи методики расчёта действительных процессов комбинированного двигателя. Значение эффективности работы турбины и компрессора определяли с помощью программ газодинамического расчёта турбины и компрессора.

Указанные изменения в проточной части турбины

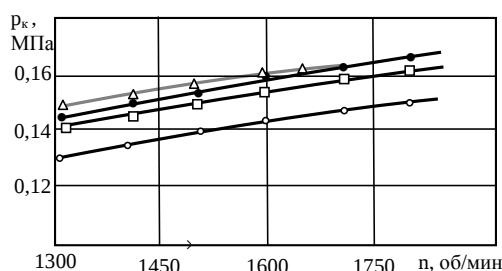


Рис. 2. Зависимость давления наддува с разными ТК:

- о – серийным;
- – опытным;
- – оптимизированным (ТКО);
- Δ – ТКО с вихревым компрессором

и компрессора привели к уменьшению давления турбонаддува во всём диапазоне работы двигателя (рис. 2). Желание повысить давление наддува в области малых и средних частот вращения коленчатого вала для улучшения показателей эффективности двигателя вызвало необходимость поиска способа его достижения.

В регулируемых турбокомпрессорах (ТК) в области чрезмерного роста давления наддува проводят перепуск газа мимо турбины или выпускают сжатый воздух за компрессором [1, 2]. Оба эти способа экономически неэффективны, представляя собой в чистом виде потерю энергии, которая выбрасывается, без её использования.

Нами было принято решение параллельно турбокомпрессору подключить приводной вихревой компрессор (рис. 3), тогда на малых и средних оборотах двигателя они вместе смогут создавать необходимое давление наддува (рис. 2). Чтобы не было чрезмерного роста давления наддува и затрат мощности на привод вихревого

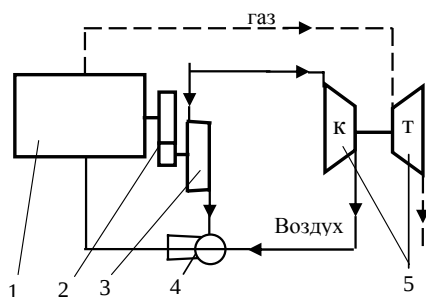


Рис. 3. Схема комбинированного двигателя:

- 1 – поршневой двигатель;
- 2 – вихревой компрессор;
- 3 – передача;
- 4 – смеситель;
- 5 – турбокомпрессор

компрессора на номинальных оборотах двигателя, когда турбокомпрессор самостоятельно способен обеспечить необходимое давление наддува перед двигателем, вихревой компрессор можно отключить. Использование приводного вихревого компрессора повышает приёмистость двигателя, а оптимальное согласование его с турбокомпрессором обеспечивает эффективную работу двигателя во всём диапазоне его работы.

В отличие от других типов компрессоров вихревой компрессор имеет более высокий коэффициент напора [7], что облегчает задачу его согласования с компрессором турбокомпрессора.

Проведенные расчётные исследования показали, что данная схема комбинированного двигателя применима для двигателей с частотой вращения не менее 1200 об/мин, так как при более низких частотах вращения двигателя для обеспечения согласованности в работе компрессора и турбокомпрессора необходимо использовать передачу с большим передаточным отношением, что неприемлемо в данном случае.

Важным элементом в системе комбинированного наддува с вихревым компрессором являются оптимальные размеры смесителя двух потоков воздуха перед поршневой частью двигателя. Чтобы потери энергии при смешении потоков были минимальными, необходимо, чтобы скорости потоков были одинаковыми. Для этого отношение площадей поперечных сечений подводящих рукавов должно быть равным отношению расходов компрессоров

$$F_{к.ц}/F_{к.в} = G_{к.ц}/G_{к.в} \quad (1)$$

Чтобы более низкая экономичность вихревого компрессора не повлияла существенно на общую эффективность турбонаддува двигателя, необходимо ограничить величину мощности, потребляемой вихревым компрессором, до 25%:

$$N_{кв} \leq 0,25 N_{к},$$

где $N_{к}$ – потребляемая компрессорами мощность.

Расход воздуха, подаваемый вихревым компрессором в двигатель, должен быть около 20% воздуха от требуемого количества: $G_{кв} \approx 0,2 G_{к}$.

Результирующий КПД компрессоров влияет на плотность воздуха ρ_k на входе в поршневую часть двигателя. Его можно определить по формуле

$$\eta_k = \frac{G_k}{G_{кц}/\eta_{кц} + G_{кв}/\eta_{кв}}, \quad (2)$$

которая была получена из условия баланса мощностей компрессоров

$$N_k = N_{кц} + N_{кв}. \quad (3)$$

Величина необходимого передаточного отношения от двигателя к ротору вихревого компрессора определяется частотой вращения вала двигателя и давлением наддува.

Для двигателей с частотой вращения вала менее 1200 об/мин более применимы по характеристикам компрессоры роторного типа Roots или винтовые нагнетатели типа Lysholm.

Потребность в воздухе для двигателя определяется коэффициентом избытка воздуха

$$\alpha = \rho_k \eta_v iV_h n / (30 \tau l_0 G_T), \quad (4)$$

где η_v - коэффициент наполнения;

iV_h - рабочий объём двигателя;

l_0 - стехиометрическое отношение воздуха к топливу;

G_T - массовый расход топлива.

В качестве независимых переменных, определяющих режим работы двигателя, были выбраны: частота вращения вала отбора мощности двигателя, частота вращения ротора турбокомпрессора и массовый расход топлива.

Итак, вначале необходимо проводить оптимизацию турбокомпрессора как отдельного агрегата, а затем – в составе двигателя с учётом условий его работы. Для определения условий работы турбокомпрессора и выбора его оптимальных геометрических параметров, необходимо расчёт проводить совместно, особенно для транспортных двигателей.

Преимущество данной схемы наддува заключается в следующем: использование вихревого компрессора позволяет на малых оборотах двигателя снизить перепад давления на турбине и подобрать ей оптимальные геометрические параметры проточной части, уменьшить частоту вращения турбоагрегата, а также улучшить динамику разгона и приемистость автомобиля.

Дальнейшие исследования по оптимизации совместной работы турбокомпрессора и поршневой части двигателя планируется направить на более глубокую проработку методики расчёта компрессора и турбины в составе комбинированного двигателя и поиск новых оригинальных конструктивных решений в целях обеспечения совокупности наилучших технико-экономических показателей, таких, как удельный эффективный расход топлива и эффективная мощность двигателя.

Литература

1. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев, Е.Н. Зайцев.- М.: Машиностроение, 1991.— 336 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: Уч. для вузов / Под ред. А.С. Орлова, М.Г. Круглова.— М.: Машиностроение, 1983.— 372 с.
3. Дизели. Справочник / Под общ. ред. В.А. Ваншейдта.— Л.: Машиностроение, 1977.— 480 с.
4. Симсон А.Э., Каминский В.Н. Турбонаддув высокооборотных дизелей.— М.: Машиностроение, 1976.— 288 с.
5. Манушин Э.А., Михальцев В.Е. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок.- М.: Машиностроение, 1977.- 447 с.
6. Шкабура В.А., Сысун А.И. К вопросу о совершенствовании турбокомпрессоров для поршневых двигателей// Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.— Х.: ХАИ, 2002.— Вып. 31. Двигатели и энергоустановки.— С. 66-68.
7. Виршубский И.М., Рекстин Ф.С., Шквар А.Я. Вихревые компрессоры.- Л.: Машиностроение, 1988.— 271 с.

Поступила в редакцию 15.07.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор В.П. Герасименко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; д-р техн. наук, профессор А.Л. Шубенко, ИПМаш НАНУ, г. Харьков.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ГЕНЕРАТОРАХ ВОДОРОДА НА ОСНОВЕ ГИДРОРЕАГИРУЮЩИХ ВЕЩЕСТВ

О.В. Кравченко, канд. техн. наук,

Институт проблем машиностроения НАН Украины,

В.Б. Пода,

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

Использование для получения водорода высокоэнергетичных гидрореагирующих веществ (ГРВ) на основе Li, Na, NaN, Al, которые обладают большой скоростью реакции с водой, жидкими кислотами и щелочами, сталкивается с проблемой высокого уровня тепловыделения в процессе реакции этих веществ с жидким реагентом. Это в свою очередь требует изучения теплового состояния генераторов, в которых проводится данная реакция, и энтальпии генерируемого водорода.

Рядом авторов [1, 2] и др. изучался процесс тепловыделения различных гидрореагирующих веществ. Однако эти исследования проводились с малыми объемами твердых реагентов (размерами не более 25÷60 мм), обладающих достаточно низкими скоростями газообразования и низким уровнем тепловыделения, в условиях больших объемов жидкого реагента. Вопросы влияния давления на параметры теплофизических процессов и их изменения в процессе реакции ГРВ при этом не рассматривались.

Задачей исследования являлось экспериментальное изучение температур и коэффициентов теплоотдачи от реакционной поверхности ГРВ к генерируемому водороду в генераторах открытого типа с нижней подачей воды [3], разрабатываемых для систем хранения и подачи водорода в энергоустановки и системы плавучести подводных транспортных средств.

Характерной особенностью работы генераторов с нижней подачей жидкого реагента и с зарядом ГРВ, выполненным в виде вертикальных столбцов, является высокая степень газосодержания жидкого реагента у поверхности столбца (рис. 1), которая увеличивается с увеличением высоты столбца и с уменьшением

зазора между поверхностью столбца и ограничивающими его стенками генератора.



Рис. 1. Общий вид газожидкостной эмульсии у поверхности столбца ГРВ

В режимах частичного затопления столбца ГРВ газожидкостная эмульсия в нижних частях столбца имеет вид барботажного слоя, с увеличением высоты постепенно переходящего в слой ячеистой, а затем подвижной пены и брызг. Кроме того, экзотермический характер реакции на поверхности ГРВ, тем более высокоэнергетичных, приводит к тому, что в пузырьках генерируемого водорода содержится достаточно большое количество паров жидкого реагента, которые, наряду с каплями жидкости, в общем случае будут вызывать дополнительную генерацию, а значит и тепловыделение на поверхности верхних слоев столбцов, не находящихся в контакте с жидкостью.

Таким образом, тепловые параметры процесса генерации водорода в рассматриваемых генераторах в полной мере будут зависеть от характеристик газожидкостного слоя у поверхности столбцов ГРВ. В связи с этим основными параметрами, влияющими на тепловыделение столбцов ГРВ, были выбраны: высо-

та столбца; величина свободного пространства или зазора между поверхностью столбца и стенкой генератора; уровень затопления столбцов ГРВ водой, оцениваемый по величине площади проходного сечения устройства, регулирующего расход водорода; давление и время работы.

В качестве физической модели генераторов водорода открытого типа был выбран одностолбцовый генератор, представляющий собой цилиндр с теплоизолированной внутренней стенкой и открытым нижним дном, в верхней части которого располагалось устройство регулирования расхода водорода и уровня затопления столбца ГРВ водой.

Столбец ГРВ (высотой 518÷543 мм) набирался на центральном стержне-держателе из отдельных цилиндрических элементов наружным диаметром 46 мм с центральным отверстием 11 мм, которые изготавливались прессованием из порошков алюминия и гидроксида натрия.

С целью изучения влияния на теплофизические параметры зазора между поверхностью столбца ГРВ и внутренней стенкой генератора, эксперименты проводились на моделях генераторов различных диаметров в диапазоне 80÷50 мм, а величина указанного зазора оценивалась с помощью коэффициента загрузки сечения генератора k_s , представляющего собой отношение площади поперечного сечения столбца к площади поперечного сечения генератора по внутреннему его диаметру.

Методика экспериментов предусматривала измерение температур поверхности столбца ГРВ вдоль его высоты, температур газожидкостной эмульсии на уровнях термометрирования поверхности столбца и температуры генерируемого водорода на выходе из модели генератора (рис. 2).

Экспериментальные исследования проводились на стендовых установках, представляющих собой резервуары высокого давления, заполняемые водой, в объеме которых размещались исследуемые модели генераторов.

В связи с многопараметричностью задачи, при проведении экспериментов и обработке их результа-

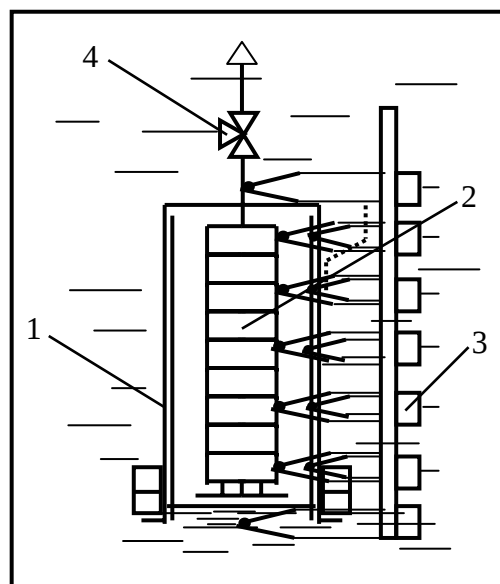


Рис. 2. Схема термометрирования модели генератора:

- 1 модель генератора;
- 2 столбец ГРВ;
- 3 термодатчик;
- 4 регулирующее устройство.

тов были использованы методы оптимального математического планирования, которые позволили построить регрессионные модели для температур поверхности заряда и генерируемого водорода и коэффициента теплоотдачи от поверхности ГРВ к водороду в виде полиномов второй степени, а именно:

$$\begin{aligned} \bar{T}_s = & 0,232 - 1,227k_s + 0,045\bar{p} + 0,795\bar{\tau} + \\ & + 2,177\bar{H} + 2,126\bar{s} + 0,992k_s^2 - 4 \cdot 10^{-4}\bar{p}^2 - \\ & - 1,3\bar{\tau}^2 - 2,075\bar{H}^2 - 2,107\bar{s}^2 - 0,024k_s\bar{p} + \\ & + 0,378k_s\bar{\tau} + 0,198k_s\bar{H} + 0,758k_s\bar{s} - \\ & - 0,036\bar{p}\bar{\tau} - 0,033\bar{p}\bar{H} + 0,040\bar{p}\bar{s} + 0,474\bar{\tau}\bar{H} - \\ & - 0,144\bar{\tau}\bar{s} + 0,216\bar{H}\bar{s}; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \bar{T}_{H_2} = & 0,893 + 0,609k_s + 4,258 \cdot 10^{-3}\bar{p} + \\ & + 0,221\bar{\tau} + 1,108\bar{s} + 0,268k_s^2 - \\ & - 9,167 \cdot 10^{-6}\bar{p}^2 - 0,268\bar{\tau}^2 - 0,676\bar{s}^2 - \\ & - 0,127\bar{\tau}\bar{s}; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \bar{\alpha}_{H_2} = & 0,168 + 0,724k_s + \\ & + 0,653 \cdot 10^{-3}\bar{p} - 0,150\bar{\tau} - 0,235\bar{s} + \\ & + 0,077k_s^2 - 1,602 \cdot 10^{-6}\bar{p}^2 - 0,217\bar{\tau}^2 + \\ & + 1,173\bar{s}^2 - 0,179k_s\bar{\tau} + 0,203k_s\bar{s} + \\ & + 0,131 \cdot 10^{-3}\bar{p}\bar{s} - 0,153\bar{\tau}\bar{s}. \end{aligned} \quad (3)$$

где $\bar{T}_s = \frac{T_s}{T_{s0}}$ – безразмерная температура поверхности столбца ГРВ;

T_s, T_{s0} – температуры соответственно поверхности столбца и поверхности небольших образцов ГРВ, реагируемых в неограниченном объеме воды, имеющей температуру 293 К;

$\bar{p}$ – отношение величины давления в генераторе к нормальному атмосферному давлению;

$$\bar{H} = \frac{H}{H_{30}} - \text{безразмерная высота столбца};$$

H, H_{30} – соответственно высота столбца, на уровне которой определяется температура T_s его поверхности, и начальная высота столбца;

$$\bar{\tau} = \frac{\tau}{\tau_{p\Sigma}} - \text{безразмерное время};$$

$\tau, \tau_{p\Sigma}$ – соответственно текущее время работы генератора и полное время работы генератора на данном режиме;

$$\bar{s} = \frac{s}{s_{\max}} - \text{безразмерная величина площади расходного сечения регулирующего устройства};$$

$s, s_{\max}$ – площади расходного сечения регулирующего устройства соответственно на данном режиме частичного затопления столбца ГРВ и на режиме полного его затопления;

$$\bar{\alpha}_{H_2} = \frac{\alpha_{H_2}}{\alpha_0} - \text{безразмерный коэффициент теплоотдачи от поверхности столбца ГРВ к генерируемому водороду};$$

α_{H_2}, α_0 – коэффициенты теплоотдачи соответственно от поверхности столбца ГРВ к водороду и от поверхности небольших образцов ГРВ в воду при их реакции в неограниченном объеме воды, имеющей температуру 293 К.

Анализ результатов экспериментов и полученных эмпирических зависимостей (1 – 3) позволил установить следующее.

Температура поверхности столбца $\bar{T}_s$ увеличивается с ростом высоты столбца и имеет максимум на уровне подвижной пены с последующим уменьшением. Это свидетельствует о том, что на участке роста температуры теплопроводность газожидкостного слоя у поверхности столбца вследствие увеличения его газосодержания снижается, причем более интенсивно, чем падение скорости газовыделения и связанное с ним тепловыделение с поверхности. В дальнейшем интенсивность снижения скорости газовыделения становится столь значительной, что это приводит к падению температуры поверхности верхних слоев столбца, не контактирующих с водой.

Подобный характер изменения $\bar{T}_s$ на фиксированных уровнях с наличием максимума кривых наблюдается также в процессе работы генератора и с изменением площади проходного сечения $\bar{s}$ регулирующего устройства, что вызвано перемещением вдоль столбца газожидкостного слоя с увеличением $\bar{\tau}$ и $\bar{s}$.

Кривые изменения $\bar{T}_{H_2}(\bar{s})$ также имеют максимумы в районе $\bar{s} = 0,55 \div 0,62$, в то время как коэффициент теплоотдачи от поверхности столбца к водороду с увеличением $\bar{s}$ растет по зависимости, близкой к параболической. Это вызвано прежде всего тем, что с увеличением $\bar{s}$ растет уровень затопления столбца заряда и, соответственно, расход водорода, высота пены и тепловыделение с поверхности столбца. При значениях же $\bar{s} > 0,6 \div 0,62$ величина поверхности столбца, работающая в барботажном слое начинает превышать величину поверхности, работающей в пенном слое, что приводит к более интенсивному съему тепла от поверхности столбца в увеличивающийся объем воды в генераторе, снижению средней по всей высоте температуры поверхности столбца $\bar{T}_{scp}$ и генерируемого ею водорода. При этом разность температур $(\bar{T}_{scp} - \bar{T}_{H_2})$ с увеличением $\bar{s}$ уменьшается, вызывая интенсивный рост $\bar{\alpha}_{H_2}$.

В процессе работы генератора температура генерируемого водорода изменяется незначительно в сто-

рону увеличения, в то время как $\bar{\alpha}_{H_2}$ с течением времени падает вследствие увеличивающейся доли тепла, отдаваемой в воду, масса которой в генераторе, по мере его работы, возрастает.

Изменение коэффициента загрузки сечения генератора k_s в сторону его увеличения или уменьшения зазора между поверхностью столбца ГРВ и стенками генератора приводит к росту температуры поверхности столбца на всех его уровнях, к увеличению теплоотдачи к генерируемому водороду и, как следствие, к увеличению его температуры. Основной причиной этого следует считать то, что с увеличением k_s растет высота газожидкостного слоя, а значит, содержание жидкого реагента на одном и том же уровне столбца, что вызывает увеличение скорости газовыделения и тепловыделения на этом уровне. Относительное газосодержание при этом на каждом из уровней также возрастает.

Увеличение давления в системе вызывает рост температуры поверхности всех уровней столбца, что связано, по всей вероятности, с повышением плотности водяного пара, а значит, и влажности генерируемого водорода, а также с ростом диаметра отрывного пузырька водорода [4]. Как следствие этого, увеличивается газовыделение с поверхности столбца при ухудшающейся теплопроводности газожидкостного слоя. При этом теплоотдача к генерируемому водороду от поверхности столбца по той же причине также возрастает, приводя к заметному повышению температуры водорода.

Характер однопараметрических кривых $\bar{T}_s(\bar{p})$, $\bar{T}_{H_2}(\bar{p})$ и $\bar{\alpha}_{H_2}(\bar{p})$ близок к логарифмической зависимости.

Проведенные исследования процессов теплообмена в одностолбцовых моделях генераторов водорода с гидрореагирующими веществами, заряд из которых выполнен в виде вертикального цилиндрического столбца и с нижней подачей воды позволили выявить зависимости изменения основных параметров этого

процесса от конструктивных параметров генераторов, давления и в процессе работы генераторов.

Результаты исследований могут быть распространены на многостолбцовые генераторы с целью расчета их теплового состояния и определения энтальпии генерируемого водорода, в том числе на генераторы, работающие на других жидких реагентах и использующих принцип работы аппарата Киппа.

Литература

1. Новиков С.П., Озеров Е.С. Теплообмен при химическом взаимодействии твердого тела с жидкостью // Теплофизика высоких температур.- 1983.- Т. 21, № 2.- С. 326-329.
2. Трошенькин В.Б., Ткач Г.А., Трошенькин Б.А. Получение водорода из воды с использованием сплава ферросиликоалюминия.- Харьков, 1996.- 28 с. (Препр. № 396 / НАН Украины. Ин-т проблем машиностроения).
3. Пода В.Б., Кривцова В.И., Кузьмин Д.В. Глубоководные генераторы водорода на гидрореагирующих веществах // Пробл. Машиностроения.- 1998.- Т. 2, № 3 – 4.- С. 146-149.
4. Гумницкий Я.М. Химическое кипение в условиях свободной конвекции // Инж.-физ. журнал.- 1985.- Т. 48, № 5.- С. 788-792.

Поступила в редакцию 02.06.03

Рецензенты д-р техн. наук, зав. каф., проф. А.В. Амброжевич, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. техн. наук, профессор В.М. Кошельник, НТУ «ХПИ», г. Харьков.

ОСОБЕННОСТИ ДВИЖЕНИЯ КРУПНОДИСПЕРСНОЙ ВЛАГИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

А.Л. Шубенко, д-р техн. наук, И.С. Стрельников,

Институт Проблем Машиностроения НАН Украины, г. Харьков, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Совершенствование рабочих процессов в области двухфазного течения, где образование, трансформация и перенос влаги оказывают заметное отрицательное влияние на характеристики ступеней, является одной из возможностей дальнейшего повышения экономичности и надежности турбомашин.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Давно представляют интерес результаты воздействия крупнодисперсной влаги, как на поток в зазоре, так и непосредственно на лопатки рабочего колеса, что, общеизвестно, приводит к потерям на разгон, торможение и другим нежелательным эффектам. В частности, в ЦНД существует проблема несовпадения расчетных потерь на торможение, с реальными, которая решается введением эмпирических коэффициентов кратности. Данная ситуация хорошо отражена в классических монографиях.

Цель исследований. Целью работы является исследование особенностей движения капель влаги в последней ступени ЦНД с точки зрения метода расчета потерь на торможение учитывающего геометрические характеристики элементов проточной части, что позволит, в частности, объяснить и возникновение вышеуказанных коэффициентов.

Результаты исследований. Опробованы основные элементы модели механического подхода к расчету потерь на торможение рабочего колеса. Для получения параметров влаги на входе в рабочее колесо было принято допущение прямолинейности движения капель в зазоре, что является, учитывая инерционные свойства крупнодисперсной влаги, достаточно точным упрощением:

$$dc'_{ij}/dt = 2,9 \cdot 10^{-6} \rho''^{0,5} T^{0,25} (c''_j - c'_{ij})^{1,5} / r_{ij}^{1,5}, (1)$$

где c'_{ij} , r_{ij} – скорость и радиус i -й капли в j -ом сечении, ρ'' , T и c''_j – плотность, температура и скорость пара в j -ом сечении.

При расчете потерь на торможение в рабочем колесе последней ступени ЦНД предложено учитывать дробление капель крупнодисперсной влаги при взаимодействии с лопаточным аппаратом.

На рис. 1 представлена схема дробления капли при столкновении с поверхностью рабочей лопатки.

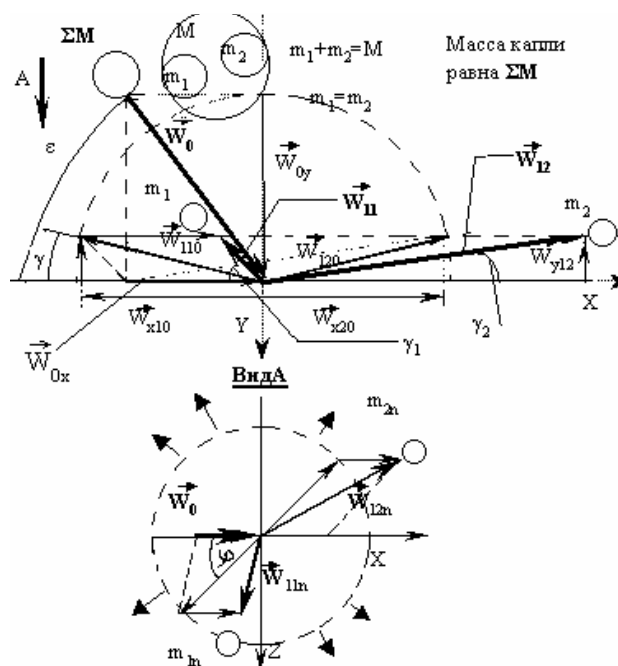


Рис. 1. Схема соударения капли с поверхностью рабочей лопатки и разлета осколков дробления:

W_0 – относительная скорость движения капли;
 ε – угол соударения капли с поверхностью лопатки;
 $\gamma_1(\gamma_2)$ W_1 (W_2) – углы и скорости разлета диаметрально-противоположных капелек дробления массами m_1 (m_2) из-под начальной капли массой $m_{\text{кап}} = \Sigma M$

Угол разлета капелек дробления принят равным углу растекания [1]

$$\sin \gamma = W_{0y} / C_{\text{звук.ж}} ,$$

где $C_{\text{звук.ж}}$ – скорость звука в невозмущенной воде;

$$W_{0y} = W_0 \sin \varepsilon - \text{проекция } W_0 \text{ на ось } Y \text{ (рис. 1).}$$

Масса всей капли является просуммированной по всем направлениям и спектру дробления массой одновременно вылетающих в противоположные стороны **двух равновеликих капелек дробления** одного из возможных радиусов из спектра дробления (см. рис.1). Предположение о существовании таких капелек, сделанное в данной модели позволило упростить расчет потоков влаги после соударения.

Из закона сохранения энергии получаем

$$W_{0y}^2 = W_{x10}^2 + W_{y12}^2 ,$$

где

$$|W_{x10}| = |W_{x20}| = W_0 \sin \varepsilon \cos \gamma ; W_{y12} = W_0 \sin \varepsilon \sin \gamma .$$

Тогда скорости и углы разлета капелек дробления относительно рабочей лопатки определяются как

$$W_{12} = \frac{W_0 \sin \gamma \sin \varepsilon}{\sin(\arctg \gamma_2)} ; \quad (2)$$

$$W_{11} = \frac{W_0 \sin \gamma \sin \varepsilon}{\sin(\arctg \gamma_1)} ; \quad (3)$$

$$\tg \gamma_2 = \frac{\tg \gamma}{\sqrt{(\cos \varphi + \ctg \varepsilon / \cos \gamma)^2 + (\sin \varphi)^2}} ; \quad (4)$$

$$\tg \gamma_1 = \frac{\tg \gamma}{\sqrt{(\cos \varphi - \ctg \varepsilon / \cos \gamma)^2 + (\sin \varphi)^2}} , \quad (5)$$

что и дает возможность легко рассчитать треугольники скоростей для потоков капелек дробления.

Схема взаимодействия крупнодисперсной влаги с рабочим колесом представлена на рис. 2 Глубина проникновения каплей i -го радиуса в зазор $z_{\text{кап}ij} = \tau c'' \vartheta_{ij} \sin \alpha_1 \sin \delta$, здесь τ – время поворота ротора на угол, соответствующий шагу рабочей решетки, ϑ_{ij} – коэффициент разгона каплей i -го радиуса в j -ом сечении. $G_{Bijk} = G_{Bij} / k_{\text{max}}$ – часть расхода, попадающая на k -й участок ($k_{\text{max}} = z_{\text{кап}ij} e / q_z$ – округляется). G_{Bij} – расход каплей i -го радиуса в j -ом сечении; δ - угол раскрытия.

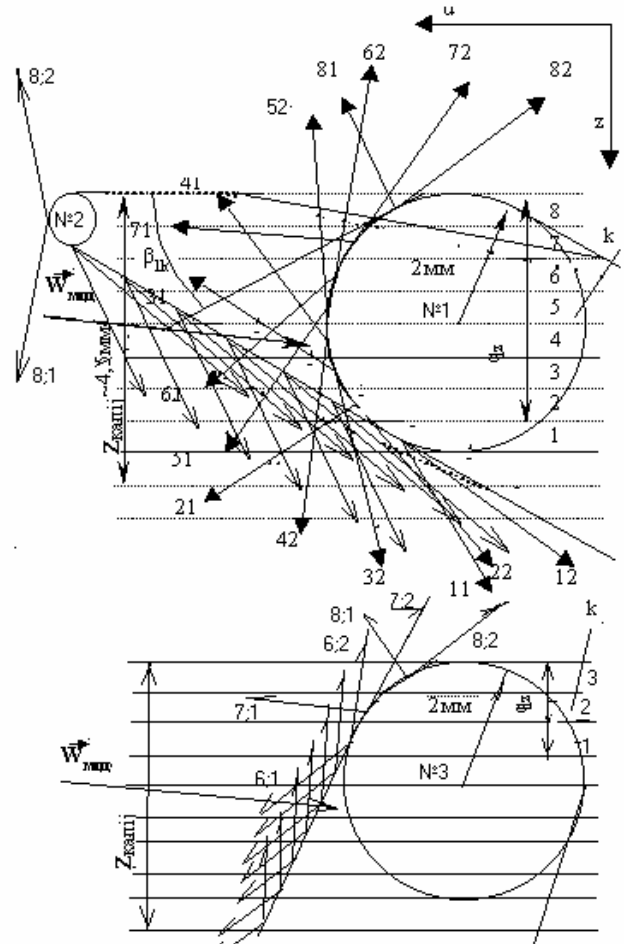


Рис. 2. Схема построения модели расчета потерь на торможение с показанными направлениями подхода крупнодисперсной влаги и основных направлений разлета осколков дробления:

№1 – радиус входной кромки 2мм (жирные стрелочки),

№2 – радиус входной кромки 0,5мм (тонкие стрелочки).

№3 – степень реактивности 0,4 (однобокие стрелочки);

k – номер участка попадания части расхода каплей на носик рабочей лопатки;

e – количество шагов по оси z аппроксимации профиля носика рабочей лопатки;

q_z – глубина аппроксимации;

β_{1k} – угол между осью u и k -ой линией аппроксимации носика профиля;

$W_{\text{мод}}$ – относительная скорость модальных капель.

На основе предложенного метода была проанализирована зависимость направления движения потока отраженных каплей дробления от геометрии рабочих лопаток и глубины проникновения крупнодисперсной влаги в рабочее колесо. В частности по исходным данным для последней ступени ЦНД турбины мощностью 200МВт [2] были получены треугольники скоро-

стей разлета каплей дробления (рис. 3), по которым для конкретной формы носика рабочей лопатки ($r=2$ мм см. рис. 2) вычислен множитель возврата крупнодисперсной влаги на поверхность направляющих лопаток. Множитель для данных условий равен 2, определяется углами разлета каплей дробления и образуется следующим образом

$$K=1+1/2+1/4+1/8+1/16+1/32+1/64+....,$$

для $r=0,5$ мм $K \ll 2$, при степени реактивности 0,4 $K > 2$.

Полученные результаты дают основания для объяснения влияния степени реактивности на «механические» потери от влаги – нетрудно заметить (см. рис. 2; 3), что с уменьшением реактивности ступени увеличится количество отраженных назад каплей дробления.

В общем случае значение множителя K зависит от взаимовлияния радиуса скругления носика лопатки и степени реактивности ступени при постоянстве других параметров (см. рис. 2; 3).

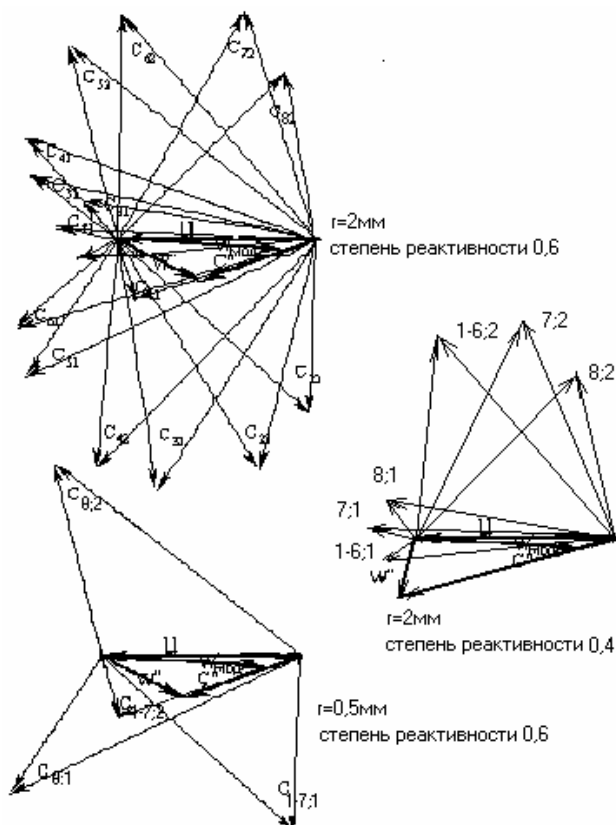


Рис. 3. Треугольники скоростей движения отраженной влаги в плоскости u - z для трех случаев

Кроме того, очевидно, что дробные части множителя показывают расход каплей, летящих как внутрь зазора и соплового аппарата, так и отразившихся ра-

нее обратно, а, значит, суммарный расход по крупнодисперсной влаге на выходе из ступени не изменяется. В итоге, суммарные потери на разгон и торможение оказываются с учетом множителя в два-три раза выше расчетных, что хорошо согласуется с экспериментом.

Перспективы дальнейших исследований. Полученная на основе предложенного подхода, качественная картина будет в дальнейшем уточняться расчетами для конкретных машин, но уже сейчас она позволяет говорить о возможном направлении модификации профилей рабочих лопаток. Интерес представляет исследование вопроса, связанного с тем, что реальная крупнодисперсная влажность в последней ступени ЦНД за счет переотраженных противоположно направленных относительно оси z капельных потоков оказывается в несколько раз выше расчетной, что и вызывает эффект множителя увеличения механических потерь и усиливает другие нежелательные процессы. Также можно предположить, что аналогичная ситуация наблюдается и в ступенях других турбомашин, работающих в условиях значительной влажности.

Выводы. Особенностью движения крупнодисперсной влаги в последней ступени ЦНД является наличие существенных обратных оси z потоков каплей, определяемых при прочих равных условиях степенью реактивности ступени и радиусом входной кромки рабочих лопаток. Величина обратных потоков обуславливает коэффициент кратности механических потерь от влажности.

Литература

1. Перельман Р.Г., Пряхин В.В. Эрозия паровых турбин. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 182 с.
2. Щегляев А.В. Паровые турбины. – М.: Энергия, 1967. – 368 с.

Поступила в редакцию 28.05.03.

Рецензенты: канд. техн. наук, ст. науч. сотр. Голощапов В.Н., ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; канд. техн. наук, доц. каф. «Парогенераторостороения» Касилов В.И., НТУ «ХПИ», г. Харьков.

АВТОРОТАЦИЯ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ ГТД

В.И. Дайнеко, канд. техн. наук, доцент,

Севастопольский национальный технический университет, г. Севастополь, Украина

Работа ГТД на режимах авторотации определяется эксплуатационными условиями. Такие режимы возникают при наличии набегающего потока воздуха и отсутствия подвода тепла в камеру сгорания ГТД [1]. Это случается для авиационных ГТД в полете при срыве пламени или отключении по каким-то причинам подачи топлива в камеру сгорания [2]. Единственным источником энергии, за счет которого происходит вращение ротора двигателя, является энергия заторможенного потока воздуха перед двигателем, пропорциональная квадрату скорости полета самолета [1]. Характерно это и для других транспортных средств с ГТД [3]. Данные режимы часто встречаются в эксплуатационных условиях и поэтому их исследование является актуальной задачей. Необходим вывод аналитических зависимостей для расчета таких режимов. Данная работа посвящена этому вопросу.

Для качественной оценки процесса и уточнения механизма авторотации на этих режимах воспользуемся уравнением Эйлера [5], позволяющим определить внутреннюю мощность турбинной ступени на основании уравнения моментов количества движения:

$$N = G(U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2}). \quad (1)$$

Используя уравнение неразрывности потока, выразим абсолютную скорость входа на рабочие лопатки C_1 и относительную скорость выхода из них W_2 через расчетные величины этих параметров:

$$C_1 = C_{1p} \overline{GV}; \quad (2)$$

$$W_2 = W_{2p} \overline{GV}, \quad (3)$$

где $\overline{G} = G / G_p$, $\overline{V} = V / V_p$ - расход и удельный объем рабочего тела, отнесенные к соответствующим величинам на расчетном режиме; параметры с индексом «р» относятся к расчетному режиму, индексы «1» и «2» отличают параметры входа и выхода на рабочем колесе ступени.

С учетом направления C_{u2} в сторону противоположную C_{u1} (это следует из треугольников скоростей, рис. 1) и, предполагая, что углы выхода потока из направляющих лопаток α_1 и угол выхода потока из рабочих лопаток β_2 (рис. 1) на нерасчетных режимах не зависят от угла атаки и остаются неизменными (это справедливо для решетки большой густоты [5]), то из уравнения неразрывности потока и треугольников скоростей, (рис. 1), получаем:

$$C_{u1} = C_{u1p} \overline{GV}; \quad (4)$$

$$C_{u2} = W_{u2} - U_2; \quad (5)$$

$$W_{u2} = W_{u2p} \overline{GV}; \quad (6)$$

$$W_{up2} = C_{u2p} + U_{2p}. \quad (7)$$

После подстановки и некоторых преобразований получим:

$$N = GU_2 \overline{GV} \left[\frac{U_1}{U_2} C_{u1p} + C_{u2p} + U_{2p} \left(1 - \frac{U_2}{GVU_{2p}} \right) \right]. \quad (8)$$

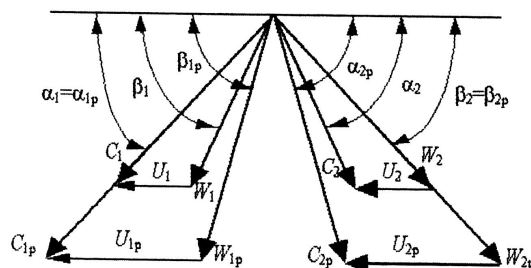


Рис. 1. Треугольники скоростей турбинной ступени на номинальном и авторотационном режимах

Окружная скорость U может быть выражена через частоту вращения n и диаметр рабочего колеса d ($U = \pi d n$), следовательно:

$$N = G \pi d_2 n \overline{GV} \left[\frac{d_1}{d_2} C_{u1p} + C_{u2p} + U_{2p} \left(1 - \frac{\bar{n}}{\overline{GV}} \right) \right], \quad (9)$$

где $\bar{n} = n / n_p$ - относительная частота вращения ротора.

Учитывая, что на расчетном режиме $\overline{G} = 1$; $\overline{V} = 1$; $\bar{n} = 1$, уравнение, определяющее мощ-

ность на номинальном режиме, записать в виде:

$$N_p = G_p \pi d_2 n_p \left(C_{u2p} + \frac{d_1}{d_2} C_{u1p} \right). \quad (10)$$

Относительную мощность ступени турбины можно получить разделив (9) на (10):

$$\bar{N} = \frac{N}{N_p} = \bar{G}^2 \bar{V} n \left[1 + K \left(1 - \frac{\bar{n}}{GV} \right) \right], \quad (11)$$

где $K = U_{2p} / \left(C_{u2p} + \frac{d_1}{d_2} C_{u1p} \right)$ - коэффициент, характеризующий параметры ступени, вычисляется для каждой ступени по расчетным значениям величин, с учетом вышеизложенного и того, что в осевой ступени можно принять $d_1 = d_2 = d$, коэффициент $K = \pi d n_p (C_{u2p} - C_{u1p})$.

Аналогично можно определить вращающий момент ступени - M . С учетом $M = N/p$ это выражение будет иметь вид:

$$\bar{M} = \frac{M}{M_p} = \bar{G}^2 \bar{V} \left[1 + K \left(1 - \frac{\bar{n}}{GV} \right) \right]. \quad (12)$$

Авторотационный режим может создаваться в ГТД при различных расходах воздуха, но практический интерес представляют режимы при небольших расходах от 0 до 0,2 от номинального (наддув ГТД для запуска, прокрутка, очистка проточной части и т.п.) и расходах близких и выше номинальных (запуск в полете авиационных ГДТ). Для проверки предлагаемых зависимостей на экспериментальном стенде были выполнены продувки однопроточного газотурбинного двигателя мощностью 750 кВт с семиступенчатым компрессором, кольцевой камерой сгорания, двухступенчатой турбиной компрессора и одноступенчатой силовой турбиной. Измерялась частота вращения, вращающий момент, температура и давление воздуха по ступеням турбины.

Как следует из уравнения (11), в зависимости от отношения частоты вращения и объемного расхода мощность ступени может иметь как положительный так и отрицательный знак. Первый случай соответствует созданию мощности на валу. Вторым - потреблению, т.е. турбинный и компрессорный режим.

Объяснение этому можно найти, если рассмотреть уравнение неразрывности течения газа через турбину,

составленное для ее первой и последней ступеней [5]:

$$\frac{Ca_2}{Ca_1} = \frac{F_1 \rho_1}{F_2 \rho_2} = \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (13)$$

где F_1 и F_2 - площадь сечения;

P_1 и P_2 - давление;

ρ_1 и ρ_2 - плотность;

Ca_1 и Ca_2 - осевая скорость воздуха первой и последней ступеней соответственно.

Из формулы (13) видно, что поскольку геометрические параметры проточной части постоянны, т.е. $F_1/F_2 = \text{const}$, то изменение отношения Ca_2/Ca_1 вызывается только изменением отношения давлений P_1/P_2 . Это происходит за счет уменьшения скорости Ca_2 , т.к. при этом все проходные сечения последующих ступеней больше сечения первой ступени F_1 . При этом наибольшее снижение перепада давлений происходит в последних ступенях, а наименьшее в первых. В некоторых случаях последние ступени могут работать с нулевым перепадом (гидротормозной эффект) и даже переходить в компрессорный режим. Это подтверждает анализ уравнения (11) и экспериментальных данных. Треугольники скоростей таких режимов представлены на рис. 2.

Так, в начальный период раскрутки, когда частота вращения мала, а скорость набегающего потока высока и расход относительно частоты вращения велик все ступени турбины будут работать в турбинном режиме (рис. 2 а).

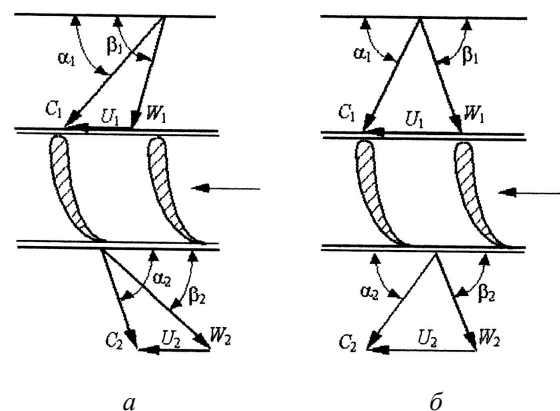


Рис. 2. Схема лопаточного аппарата рабочего колеса турбины и треугольники скоростей при авторотации:

а - в турбинном режиме;

б - в компрессорном режиме

Создание вращающего момента очевидно, а величина его пропорциональна количеству энергии набегающего потока [6].

Мощность турбины на этих режимах будет равна сумме мощностей турбинных ступеней и может быть записана в виде следующего выражения:

$$N_T = \sum_{i=1}^{\tau} N_i. \quad (14)$$

Вращающий момент на валу турбины - аналогично:

$$M_T = \sum_{i=1}^{\tau} M_i. \quad (15)$$

Число оборотов ротора на режимах авторотации зависит от типа двигателя, изменяется в полете примерно пропорционально скорости полета и обычно превышает равновесные обороты [4]. Анализ системы уравнений, описывающих режимы авторотации двигателя, приводит к выводу, что в области режимов полета автомодельной числу Рейнольдса при отсутствии отбора мощности от ротора все приведенные параметры двигателя, по существу любой конструктивной схемы, однозначно зависят от числа Маха полета (M_n). При определенной скорости полета (обычно это $M_n \approx 0,8$) наступает критический режим истечения в сопловом аппарате первой ступени турбины. А значит «запирание» сечения. При этом максимальные обороты авторотации обычно не превышают 60...65 % от $n_{ном}$. [1].

На рис. 3 приведена зависимость вращающего момента от частоты вращения ротора турбины на режимах авторотации при различных расходах. На режимном поле турбинной ступени можно выделить турбинные режимы ($\bar{M} \leq 1$) и компрессорные (гидротормозные) ($\bar{M} < 0$). Причем местоположение режимной линии определяется моментом сопротивления вращению ($\bar{M}_c$) и перепадом давления на входе (P_1^* / P_2 , где P_1^* - полное давление рабочего тела на входе, P_2 - давление на выходе турбины).

Кроме этого, единичная ступень при авторотации всегда работает в турбинном режиме. Многоступенчатая турбина на первых ступенях создает вращающий момент, на последних может работать с компрессорным или гидротормозным эффектом, но баланс мощностей всегда положительный и зависит от энер-

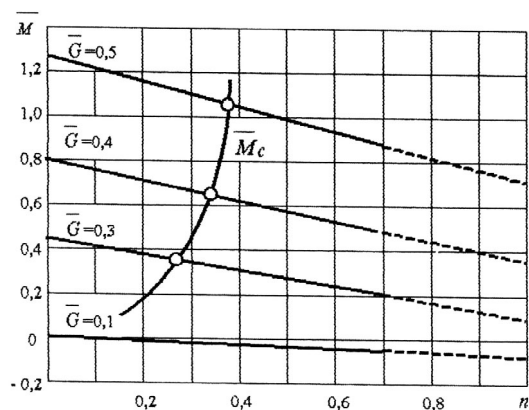


Рис. 3. Зависимость вращающего момента от частоты вращения ротора турбины на режимах авторотации при различных расходах воздуха

гии набегающего потока. Поскольку при выводе предлагаемых формул использовались самые общие уравнения (уравнение неразрывности и уравнение Эйлера), формулы (11) и (12) являются универсальными и обладают достаточной точностью для практических расчетов.

Литература

1. Сосунов В.А., Литвинов Ю.А. Неуставившиеся режимы работы авиационных газотурбинных двигателей.- М.: Машиностроение, 1975.-216 с.
2. Алабин М.А., Кац Б.Н., Литвинов Ю.А. Запуск авиационных двигателей.- М.: Машиностроение, 1968.- 228 с.
3. Горелов А.П. Эксплуатация корабельных газотурбинных установок.- М.: Воениздат, 1972.- 312 с.
4. Стечкин Б.С. Теория реактивных двигателей.- М.: Оборонгиз, 1959.- 533 с.
5. Васильев В.К. Теория судовых турбин.- Л.: Судпромгиз, 1955.- 481 с.
6. Дайнеко В.И. К вопросу исследования режимов авторотации ГТД // Изв. вузов. Авиац. техника.- 1987.- № 4.- С. 36-37.

Поступила в редакцию 14.06.03

Рецензенты: канд. техн. наук, доцент каф. ЭМСС А.И. Мальчиков, СевНТУ, г Севастополь; начальник НИЛ В.Ф. Барабанщиков, Казенный Проектно-исследовательский Центр кораблестроения ВМСУ, г. Севастополь.

ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЙ КОНТУР ДЛЯ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

*А.А. Сирота, канд. техн. наук, Н.И. Радченко, д-р техн. наук, Д.В. Коновалов, аспирант,
Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, г. Николаев, Украина*

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Выпарные установки (аппараты) широко применяются в пищевой (молочной, мясной, сахарной), химической и нефтехимической, а также в других отраслях промышленности. На судах рыбопромыслового флота они являются наиболее крупными потребителями пара и входят в состав рыбомучных установок (РМУ) [1, 2]. Применение РМУ позволяет перерабатывать отходы от разделки рыбы, а также малоценный в пищевом отношении прилов в кормовую муку. В настоящее время 80 % всей кормовой муки производится на судах рыбной промышленности.

Наиболее распространенный тип выпарных аппаратов, используемых в РМУ, – прямоточный (теплоноситель и сырье движутся в одном направлении). Выпарные аппараты на рыбопромысловых судах, как правило, выполняются многокорпусными (с двумя или тремя ступенями). Вторичный пар, образующийся при выпаривании сырья в первой ступени аппарата, используется в качестве греющего пара для второй ступени, в которой выпаривание ведется при более низких давлении и температуре [3, 4]. Давление и температура кипения в каждой последующей ступени аппарата всегда меньше, чем в предыдущей.

Одной из основных проблем теплоснабжения РМУ является наличие большого количества пара вторичного вскипания (вторичного пара), образующегося во второй (или третьей) ступени выпарного аппарата РМУ. Этот вторичный пар имеет давление ниже атмосферного (около 0,04 МПа) и конденсируется в процессе смешивания с морской водой в конденсаторе, из которого смешанный поток

отводится насосом за борт с соответствующими потерями теплоты.

В то же время на судах рыбопромыслового флота постоянно (особенно на промысле) ощущается дефицит пара и холода.

Одним из путей повышения эффективности работы выпарных аппаратов на рыбопромысловых судах является использование вторичного пара после второй ступени выпарного аппарата в теплоиспользующей эжекторной установке. Известно использование пароструйного эжектора для повышения экономичности многокорпусных выпарных аппаратов при упаривании томатного сока. При этом сжатию подвергают вторичный пар первого корпуса.

Целью настоящего исследования является анализ целесообразности использования низкопотенциального тепла пара вторичного вскипания в теплоиспользующих установках для производства пара и холода. Решение этой задачи обеспечило бы значительную экономию топлива и электроэнергии, способствовало бы защите окружающей среды от теплового загрязнения.

2. Анализ эффективности использования теплоты пара вторичного вскипания для производства холода

Для выявления резервов повышения эффективности потребления пара выпарным аппаратом и оценки целесообразности их реализации с помощью эжекторной холодильной машины (ЭХМ) проанализируем его работу на примере рыбомучной установки А1-ИЖР (изготовитель – ОАО "Нежинский механический завод"). Выпарной аппарат предназначен для выпаривания воды из осветленного бульона в целях повышения содержания в нем сухих веществ до 45...50 %. Полученный концентрат может

быть использован как самостоятельный продукт или же направлен в сырье (жом) для увеличения выхода муки и содержания в ней протеина.

Выпарная установка – прямоточная (по ходу продукта), непрерывного действия, с паровым нагревателем–калоризатором, представляющим собой вертикальный трубчатый пучок. В процессе выпаривания происходит многократная естественная циркуляция продукта в трубах. Раствор подают в первую ступень, обогреваемую острым паром, а упаренный раствор отводят из последней ступени установки (рис. 1).

Основным преимуществом этой схемы является то, что температура кипения раствора понижается от ступени к ступени вместе с увеличением концентрации. Это благоприятно сказывается на качестве продукта. Раствор поступает в последующую ступень перегретым, а значит, имеет место явление самоиспарения. К недостаткам этой схемы можно отнести повышение вязкости раствора с увеличением концентрации и с уменьшением температуры, что приводит к снижению коэффициента теплопередачи.

Установка двухступенчатая: первая ступень работает под давлением, вторая – под вакуумом. Каждая ступень установки состоит из калоризаторов 1 и 3, испарителей 2 и 4 и соединяющих их циркуляционных труб (рис. 1).

Обезжиренный бульон, предварительно нагретый до температуры 85...90 °С, подается центробежным насосом в подтрубное пространство калоризатора первой ступени. В межтрубное пространство подводится пар давлением до 0,5 МПа. Для предотвращения прямого удара струи пара о трубки с циркулирующим в них бульоном установлен отбойный щит. Трубный пучок калоризатора вварен в верхнюю и нижнюю трубные решетки. Межтрубное пространство снабжено патрубками для входа пара и выхода конденсата, краном для выпуска воздуха. В нижней части калоризатора имеются патрубки для подвода обезжиренного бульона и для спуска его в канализационную систему.

Кипящая парожидкостная смесь попадает в испаритель, где происходят интенсивное испарение влаги и разделение пара и капельной влаги. Конец патрубка, соединяющего испаритель с надтрубной камерой нагревателя–калоризатора, направлен по касательной к цилиндрической стенке испарителя. Это создает центробежный эффект, который улучшает условия разделения пара и капель влаги, отбрасываемых к стенкам испарителя. Оставшаяся часть бульона из испарителя по циркуляционной трубе возвращается в подтрубное пространство калоризатора. На трубе смонтирован датчик контроля температуры концентрируемого бульона. На испарителе второй ступени установлен предохранительный клапан, отрегулированный на предельное давление 0,15 МПа.

Вторичный пар, образующийся в испарителе первой ступени, направляется в межтрубное пространство калоризатора второй ступени. Выпаренный до 15 % концентрации бульон поступает из калоризатора первой ступени в надтрубное пространство калоризатора второй ступени.

Во второй ступени происходит процесс, аналогичный процессу в первой ступени, но уже при нагревании вторичным паром давлением 0,15 МПа. Конструкции первой и второй ступеней выпарного аппарата одинаковы. Поскольку испарение происходит при нагревании паром низкого давления, во второй ступени поддерживается вакуум.

Испаритель второй ступени связан трубопроводом с противоточным конденсатором смешения (контактного типа), служащим для конденсации вторичного пара второй ступени. Внутри корпуса конденсатора расположен цилиндр для равномерного распределения пара, поступающего на конденсацию. Охлаждающая морская вода подается насосом и разбрызгивается через перфорированный стакан, закрепленный на верхней крышке конденсатора. В верхней части корпуса расположен также патрубок для отсоса неконденсирующихся газов воздуха. Смесь охлаждающей воды и конденсата вторичного пара

откачивается в канализацию конденсатным электронасосом.

Вакуум во второй ступени выпарного аппарата (0,04 МПа) поддерживается конденсацией паров и водокольцевым вакуум-насосом.

Концентрированный бульон, содержащий 45... 50 % плотных веществ, по трубопроводу отводится из подтрубного пространства калоризатора второй ступени и винтовым насосом перекачивается для смешивания с жомом.

В процессе выпаривания уровень бульона регулируется в обеих ступенях испарения автоматически с помощью поплавковых датчиков уровня. Контроль давления и разрежения осуществляется манометрами и вакуумметрами, температурного режима – термометрами сопротивления.

Основные технические характеристики выпарного аппарата РМУ А1-ИЖР следующие:

- производительность по выпаренной влаге – 1200 кг/ч;
- расход острого пара – не менее 1100 кг/ч;
- давление пара в калоризаторе I ступени – 0,5 МПа (температура 158 °С);
- давление пара в калоризаторе II ступени – не более 0,15 МПа;
- вакуум в испарителе II ступени – 0,04 МПа.

Отвод вторичного пара после второй ступени в конденсатор вместо использования его для обогрева следует расценивать как прямые тепловые потери установки. С целью использования вторичного пара в качестве теплоносителя для теплообменных аппаратов технологического оборудования судна возможно применение эжекторной теплоиспользующей установки 5 (рис. 1).

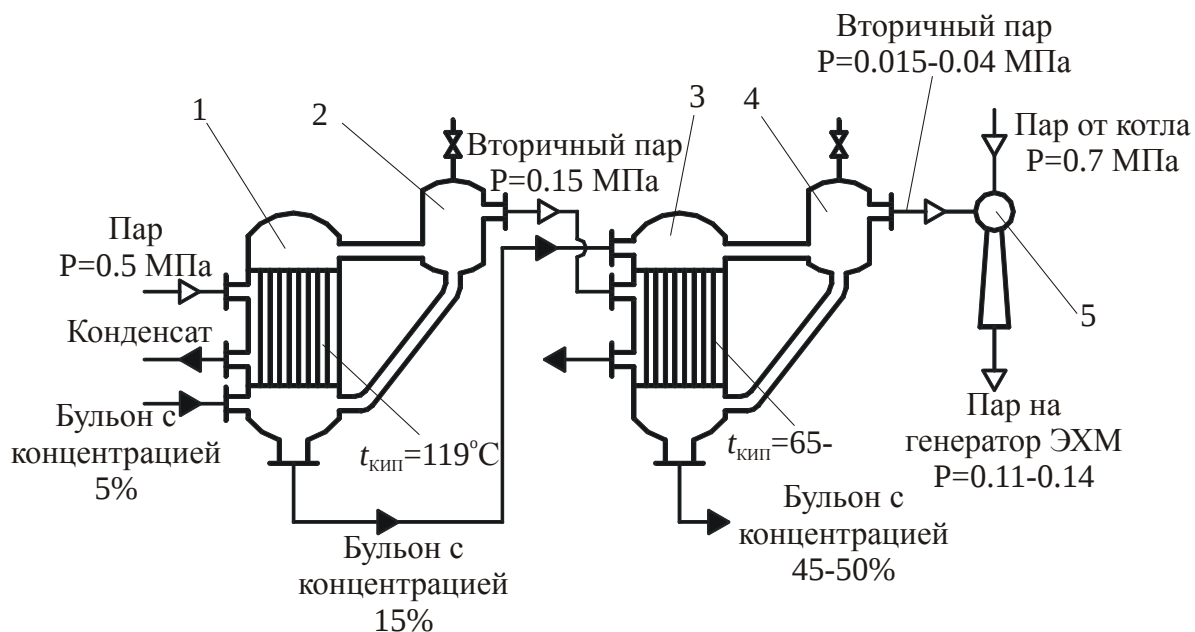


Рис. 1. Двухступенчатый прямоточный выпарной аппарат с поджатием вторичного пара эжектором:
1 – калоризатор I ступени; 2 – испаритель I ступени;
3 – калоризатор II ступени; 4 – испаритель II ступени;
5 – эжектор паровой

Количество вторичного пара, образующегося после второй ступени выпарного аппарата, составляет 205 кг/ч (давление 0,04 МПа и температура 75 °С). Используя эжекторную установку, можно повысить давление пара до величины выше атмосферного.

Исходя из значений давления греющего пара от котла (0,7 МПа), вторичного пара после второй ступени выпарного аппарата (0,04 МПа) и их смеси

(0,11 МПа), для РМУ А1-ИЖР был получен коэффициент эжекции (отношение расходов эжектируемого вторичного пара и острого пара высокого давления), равный 0,32. Расчет коэффициента эжекции был произведен по методике [2]. Полученная величина коэффициента эжекции позволяет применить эжектор для производства как тепла, так и холода.

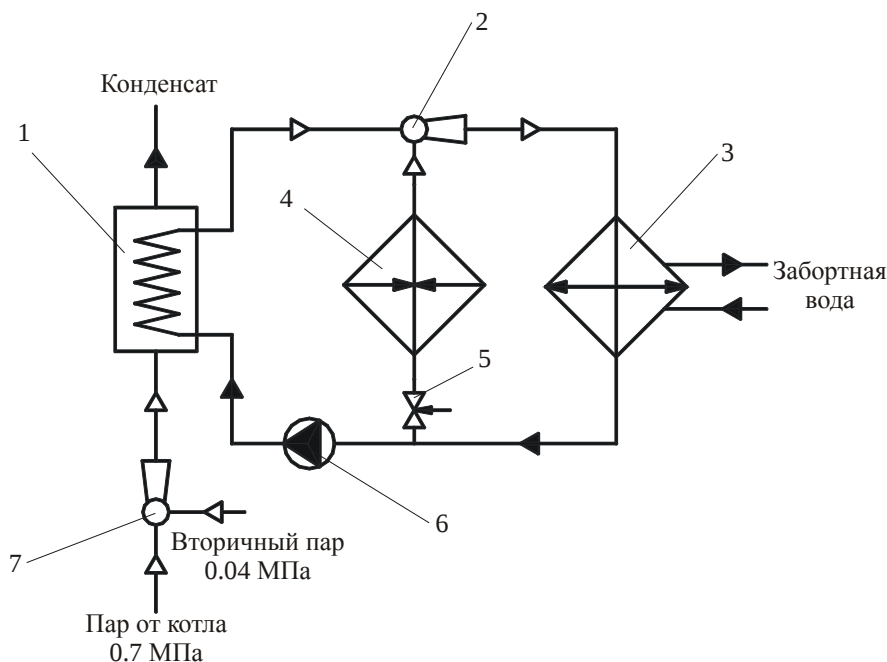


Рис. 2. Схема теплоиспользующей эжекторной холодильной машины:

- | | |
|----------------------------|-----------------------------------|
| 1 – генератор пара фреона; | 2 – эжектор фреоновый; |
| 3 – конденсатор; | 4 – испаритель-воздухоохладитель; |
| 5 – дроссельный клапан; | 6 – циркуляционный насос; |
| 7 – эжектор паровой | |

Эжектор, в рабочее сопло которого подается пар высокого давления (0,7 МПа) в количестве 640 кг/ч, эжектирует вторичный пар с давлением 0,04 МПа и расходом 205 кг/ч. При этом их смесь имеет давление 0,11 МПа и расход 845 кг/ч. Пар с такими параметрами можно использовать в качестве теплоносителя на технологические нужды: для мойки тарелок сепаратора в той же РМУ, подогрева жировых танков, пресной и заборной воды и т.п. Его

можно также применять в эжекторной холодильной машине (рис. 2).

Так как температурный уровень вырабатываемого холода зависит от термодинамической ценности потребляемого тепла, ЭХМ, использующие низкопотенциальное тепло, целесообразно применять для получения холода при сравнительно высоких температурах, например, в технике комфортного и технологического кондиционирования воздуха при температурах кипения в испарителе $t_0 = 5...10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Как показали исследования, проведенные в ОГАХ [5, 6], наиболее подходящим хладагентом для эжекторной холодильной машины является R 142b [7].

Для данной схемы были рассчитаны коэффициенты эжекции U , представляющие собой отношение расходов эжектируемого пара, поступающего из испарителя-воздухоохладителя, и пара высокого давления от генератора (рис. 3), и удельные мощности циркуляционного насоса $N_{н.уд}$ (рис. 4).

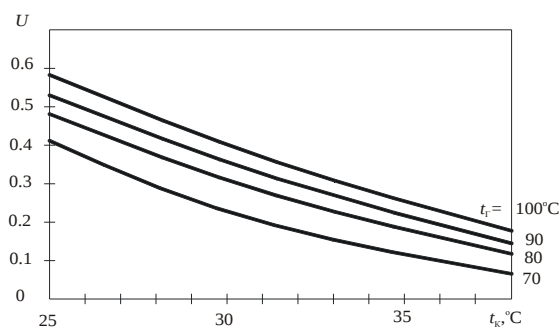


Рис. 3. Зависимость коэффициента эжекции U фреонового эжектора от температуры конденсации t_k при разных температурах генерации t_r и температуре кипения в испарителе-воздухоохладителе $t_0 = 5\text{ °C}$

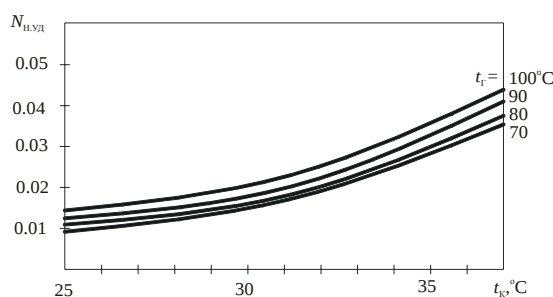


Рис. 4. Зависимость удельной мощности циркуляционного насоса $N_{н.уд}$ от температуры конденсации t_k при разных температурах генерации t_r и $t_0 = 5\text{ °C}$

Величина $N_{н.уд}$ определялась как отношение мощности насоса к холодопроизводительности Q_0 и представляла собой удельные затраты электроэнергии на привод насоса, отнесенные к 1 кВт вырабатываемого в ЭХМ холода.

На рис. 5, а и б представлены холодильный коэффициент ε и эффективный холодильный

коэффициент $\varepsilon_{эф}$ (без учета теплоты вторичного пара) для диапазона температур конденсации $t_k = 25...40\text{ °C}$ и температур генерации $t_r = 70...100\text{ °C}$.

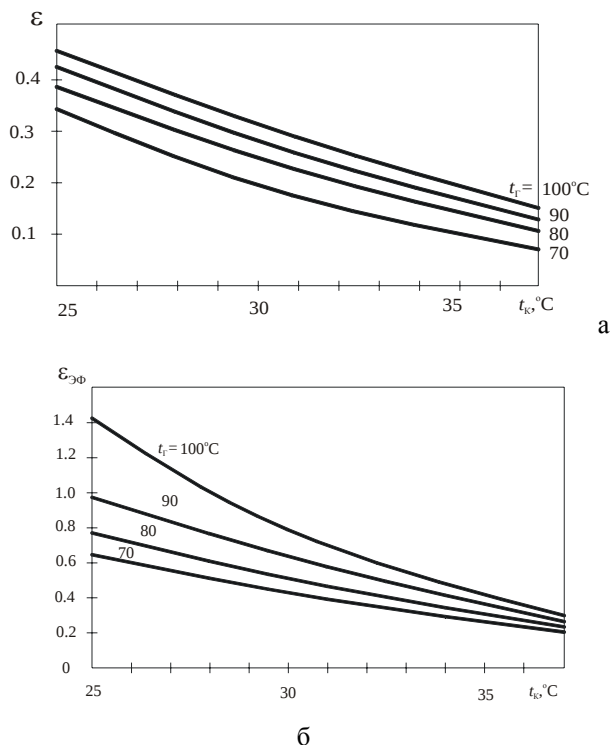


Рис. 5. Зависимость холодильного коэффициента ε (а) и эффективного холодильного коэффициента $\varepsilon_{эф}$ (б) от температуры конденсации t_k при разных температурах генерации t_r и $t_0 = 5\text{ °C}$

Холодильный коэффициент ε рассчитывался как отношение холодопроизводительности Q_0 к количеству теплоты, подведенной в генераторе Q_r , т.е. $\varepsilon = Q_0 / Q_r$, где $Q_r = Q_{ост} + Q_{вт}$, а $Q_{ост}$ и $Q_{вт}$ – количество теплоты, подведенной к генератору соответственно с острым паром (от парового котла) и с паром вторичного вскипания от выпарного аппарата. При расчете же эффективного холодильного коэффициента $\varepsilon_{эф}$ теплота $Q_{вт}$, подведенная к генератору со вторичным паром, не учитывалась. $Q_r = Q_{ост}$, т.е. во внимание принимались только первичные затраты энергии – в паровом котле. Как видно из рис. 5, б, при $t_k = 25...40\text{ °C}$ значения $\varepsilon_{эф}$ лежат в диапазоне 0,3...1,4 и при низких t_k (низких температурах охлаждающей конденсатор ЭХМ воды) могут даже превосходить ε для абсорбционных

холодильных машин, что свидетельствует о перспективности применения ЭХМ в системах технологического и комфортного кондиционирования воздуха.

Используя тепло вторичного пара от РМУ А1-ИЖР для фреоновой эжекторной холодильной машины, работающей на R 142b, можно произвести до 84 кВт холода, которого достаточно для охлаждения муки в РМУ и кроме того можно использовать для охлаждения воздуха в общесудовой системе кондиционирования. При этом холодильный коэффициент ε составляет 0,16, а эффективный холодильный коэффициент (без учета затрат теплоты на производство вторичного пара) $\varepsilon_{\text{эф}} = 0,3$.

3. Выводы и перспектива использования результатов

Обоснована целесообразность использования теплоты вторичного пара выпарных аппаратов для производства холода в эжекторных холодильных машинах систем технологического и комфортного кондиционирования.

Установлено, что при температурах конденсации 25...40 °С значения эффективного холодильного коэффициента $\varepsilon_{\text{эф}}$ лежат в диапазоне 0,3...1,4. При низких температурах воды, охлаждающей конденсатор ЭХМ, значения $\varepsilon_{\text{эф}}$ превосходят ε для абсорбционных холодильных машин, что свидетельствует о перспективности применения теплоиспользующих ЭХМ в системах технологического и комфортного кондиционирования воздуха (при температурах кипения в испарителе-воздухоохладителе $t_0 = 5...10$ °С).

Эжекторные теплоиспользующие установки отличаются высокой надежностью работы благодаря отсутствию механического компрессора, исключительной простотой конструкции, низкими капитальными и эксплуатационными затратами, малой трудоемкостью монтажных работ. Монтаж установок может быть произведен в течение 2 – 3 дней, что делает их весьма привлекательными при

модернизации уже находящихся в эксплуатации выпарных аппаратов.

Внедрение эжекторных установок, использующих вторичный пар, традиционно сбрасываемый в виде конденсата в систему канализации, будет способствовать защите окружающей среды от загрязнения.

Эжекторные теплоиспользующие установки могут применяться в пищевой (рыбоперерабатывающей, молочной, мясной, сахарной, спиртовой), химической, нефтехимической и других отраслях промышленности, где имеется избыток вторичного пара.

Литература

1. Уваров А.А. Судовые рыбомучные установки. – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 180 с.
2. Романов А.А. Справочник по рыбомучным установкам и оборудованию. – М.: Пищевая промышленность, 1978. – 220 с.
3. Горбатюк В.И. Процессы и аппараты пищевых производств. – М.: Колос, 1999. — 335 с.
4. Чернобыльский И.И. Выпарные установки. Основы теории и расчет. – К.: Изд-во киевского университета, 1960. – 240 с.
5. Петренко В.А. Принцип выбора рабочего вещества для эжекторной холодильной машины // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 1 (70). – С. 16–21.
6. Петренко В.А. Теоретическое и экспериментальное исследование эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 2 (71). – С. 12–18.
7. Максимов Б.Н., Баранов В.Г., Серушкин И.Л. Промышленные фторорганические продукты: Справ. издание. – Л.: Химия, 1990. – 464 с.

Поступила в редакцию 05.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Г.А. Горбенко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. техн. наук, доцент Г.Б. Талда, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков.

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ИСПАРИТЕЛЕЙ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ КОНТУРОВ НА НИЗКОКИПАЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ

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

При высоком технологическом уровне современных дизельных и газотурбинных двигателей ожидать существенного повышения их КПД без каких-либо принципиально новых, революционных, решений в ближайшие годы не приходится. Поэтому дальнейшее повышение энергетических характеристик дизельных (ДУ) и газотурбинных установок (ГТУ) лежит в плоскости максимального использования теплоты уходящих газов, охлаждающей воды и т.п. Если утилизация высокопотенциальной теплоты осуществляется, как правило, с помощью пароводяных утилизационных котлов, то использование средне- и низкопотенциальной теплоты без применения низкокипящих рабочих тел (НРТ) практически невозможно.

В последние годы появилось множество работ, посвященных применению теплоутилизующих контуров (ТУК) на НРТ для выработки электрической энергии и холода в системах кондиционирования [1 – 3]. Одним из основных элементов таких ТУК являются испарители. В ТУК с турбогенераторами это генератор пара, расширяемого в утилизационной турбине. В случае же применения ТУК для выработки холода это генератор пара в силовом цикле и испаритель-воздухоохладитель системы кондиционирования в холодильном цикле (рисунок). В обоих случаях это, как правило, теплообменники с внутритрубным кипением.

В аппаратах такого типа по мере испарения и капельного уноса происходит уменьшение толщины пристенного слоя жидкости (дисперсно-кольцевое течение) вплоть до полного осушения стенки,

сопровождающегося падением интенсивности теплоотдачи. В дальнейшем имеет место испарение капельной жидкости в потоке перегретого пара (дисперсное течение), а не на поверхности стенки, и интенсивность теплоотдачи соответствует таковой к перегретому пару. При этом коэффициенты теплоотдачи к дисперсной смеси могут оказаться даже меньше, чем соответствующие величины к газу (воздуху), омываемому оребренными трубами, и ограничивать теплопередачу в целом. Поэтому необходимо прежде всего установить границу перехода от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению, соответствующую граничному паросодержанию $x_{гр}$. При этом расчет коэффициента теплоотдачи α к дисперсной смеси (при $x > x_{гр}$) следует вести по зависимости для однофазных паровых потоков

$$\alpha_o = 0,023 \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4},$$

а в зоне интенсивного испарения жидкости со стенки (при $x \leq x_{гр}$) – по уравнениям для конвективного испарения вида $\alpha = \alpha_o \Phi^n$.

При повышенных температурных напорах Δt между средами в испарителе-воздухоохладителе (из-за недостаточно интенсивной теплопередачи в нерационально спроектированном аппарате) будет иметь место неполный фазовый переход и, как следствие, парожидкостная смесь на всасывании эжектора, что приведет к уменьшению коэффициента эжекции и, в конечном счете, к отклонению температурных режимов в охлаждаемых объектах от требуемых.

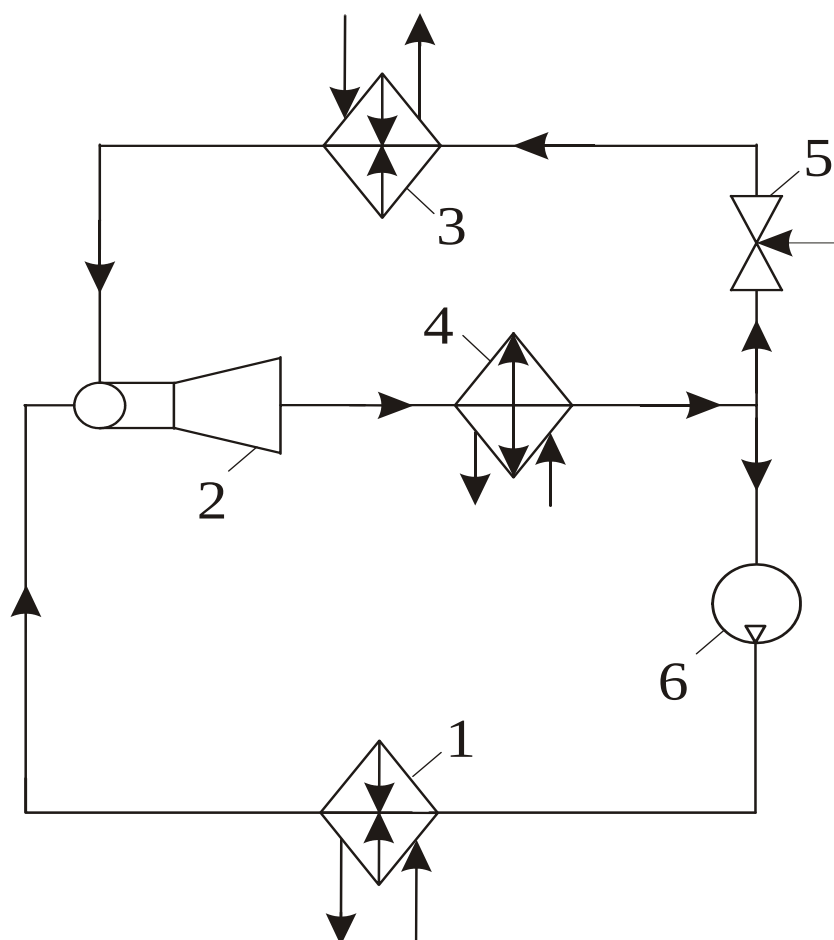


Схема ТУК для выработки холода в системе кондиционирования воздуха:

- | | |
|-----------------------------------|----------------------|
| 1 – генератор пара; | 2 – паровой эжектор; |
| 3 – испаритель-воздухоохладитель; | 4 – конденсатор; |
| 5 – дроссельный клапан; | 6 – насос |

При проектировании генератора особенно важно избежать повышенных аэродинамических сопротивлений, которые могут привести к снижению КПД ГТД, ДВС или другого двигателя, сводящему на нет выигрыш от утилизации теплоты уходящих газов. Очевидно, что в случае наличия избытка теплового потенциала ПГС генератор можно выполнять из гладких трубок как имеющих меньшее по сравнению с ребристыми аэродинамическое сопротивление. При этом более высокие Δt не будут оказывать заметного влияния на энергетические характеристики ТУК.

Вопросы рационального проектирования ТОА и прежде всего точности их тепловых расчетов весьма актуальны еще и потому, что в качестве рабочих тел в ТУК применяются новые озонобезопасные хладагенты, для которых, как правило, отсутствуют

данные по интенсивности теплоотдачи при фазовых переходах. В этих случаях важно подойти к проектированию методологически правильно, т.е. с учетом основных факторов, влияющих на теплопередачу при фазовых переходах.

Существующие методики теплового расчета испарителей (воздухоохладителей и генераторов), базирующиеся на осредненных зависимостях для расчета коэффициента теплоотдачи при кипении, непригодны, поскольку не учитывают резкого снижения интенсивности теплоотдачи на завершающей стадии парообразования – при осушении стенки канала с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению (кризис теплообмена второго рода). К тому же массовые скорости хладагента в каналах и соответствующие им конструктивные параметры

(число ходов хладагента и длина одного хода, количество рядов трубок по глубине и высоте) выбираются либо исходя из практики эксплуатации (по прототипу), либо же на основе эмпирических зависимостей, действительных для весьма ограниченного диапазона рабочих тел и параметров цикла. Для перспективных озонобезопасных хладагентов такие данные, как правило, отсутствуют. Поэтому представляется целесообразным использование для определения массовых скоростей хладагентов фундаментальных законов переноса теплоты и импульса (анalogии Рейнольдса) и Клаузиуса-Клапейрона (последний устанавливает зависимость между падением температуры кипения и гидравлическим сопротивлением), достоверность которых многократно была подтверждена при эксплуатации теплообменных аппаратов на большинстве известных хладагентов.

Целью настоящего исследования была разработка методологии проектирования испарителей, которая учитывала бы различие в интенсивности теплоотдачи при внутритрубном испарении в режимах смоченной и осушенной поверхности стенки, а также позволяла определять оптимальные, обеспечивающие максимальные плотности теплового потока, массовые скорости хладагента и соответствующие им геометрические и конструктивные характеристики аппаратов.

2. Основные положения методологии проектирования испарителей

Проектирование испарителей ТУК включает в себя следующие основные этапы.

1. Определение среды (воздух, ПГС, с одной стороны, или же хладагент), лимитирующей теплопередачу на разных участках поверхности (среды, коэффициент теплоотдачи к которой ниже), для чего необходимо выполнение п. 2 и 3.

2. Установление границы резкого ухудшения теплоотдачи на завершающей стадии внутритрубного испарения (осушение стенки трубки с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению при паросодержании $x_{гр}$).

3. Расчет коэффициента теплоотдачи α к дисперсной смеси (при $x > x_{гр}$) по зависимости для α_0 однофазных паровых потоков, а в зоне интенсивного испарения жидкости со стенки (при $x \leq x_{гр}$) – по уравнениям для конвективного испарения вида $\alpha = \alpha_0 \Phi^n$. При этом следует отметить, что в случае применения испарителей для охлаждения газов (воздуха) точность последнего уравнения уже не оказывает заметного влияния на результаты расчетов, поскольку в зоне интенсивного испарения (при $x \leq x_{гр}$) теплопередача лимитируется более низкой интенсивностью теплоотдачи к газу.

4. Определение оптимальной массовой скорости хладагента $(\rho w)_{opt}$ в трубках испарителя, обеспечивающей максимальные плотности теплового потока q_{max} .

5. Тепловой расчет испарителя с учетом $(\rho w)_{opt}$ и определение его конструктивных характеристик.

Методика определения паросодержания $x_{гр}$, соответствующего резкому ухудшению теплоотдачи на завершающей стадии внутритрубного испарения (при осушении стенки трубки с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению), базируется на методе, разработанном в атомном центре в Харуэлле (Великобритания) и предполагающем раздельный учет влияния уноса и осаждения капель на толщину пристенной пленки жидкости [4].

Расчет оптимальных геометрических характеристик теплообменников рассмотрим на примере испарителя-воздухоохладителя.

Целью расчета является определение массовых скоростей хладагента, обеспечивающих максимальные тепловые потоки. Соответствующие им геометрические характеристики считаются оптимальными.

Для того чтобы параметры холодильного агента в точках цикла, характеризующих работу струйного компрессора – эжектора и конденсатора, оставались неизменными, температуру кипения холодильного агента на выходе из испарителя t_{02} принимали

постоянной, т.е. считали, что удельные холодопроизводительность и тепловая нагрузка конденсатора не зависят от массовой скорости холодильного агента ρ_w . С учетом этого повышение массовой скорости ρ_w сказывается на коэффициенте теплопередачи k и температурном напоре θ , определяющих плотность теплового потока q , противоположным образом: если с увеличением ρ_w коэффициенты теплоотдачи при кипении α_a и теплопередачи k возрастают, то увеличение гидравлического сопротивления ΔP , наоборот, приводит к падению температуры кипения и, как следствие, температурного напора θ . При определенном значении ρ_w функция $q = k\theta$ имеет максимум. Эту массовую скорость $(\rho_w)_{\text{opt}}$ считаем оптимальной.

Выражение для плотности теплового потока, отнесенной к внутренней поверхности труб (поверхности на стороне кипящего хладагента), можно записать в виде

$$q = k \theta = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{\alpha_w \cdot \beta} + R_3} \cdot \frac{t_{w1} - t_{w2} - \Delta t_0}{\ln \frac{t_{w1} - t_{02}}{t_{w2} - (t_{02} + \Delta t_0)}},$$

где α_w – коэффициент теплоотдачи к воздуху (газу), отнесенный к внешней ребристой поверхности; t_{w1} и t_{w2} – температура воздуха на входе в испаритель и выходе из него; β – степень оребрения; R_3 – термическое сопротивление загрязнений (материала стенки, всевозможных отложений и т.д.); Δt_0 – падение температуры кипения вследствие гидравлического сопротивления ΔP .

Обозначив величины, независимые от ρ_w и q , через B , получаем

$$q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + B} \cdot \frac{t_{w1} - t_{w2} + \Delta t_0}{\ln \frac{t_{w1} - t_{02}}{t_{w2} - (t_{02} + \Delta t_0)}}.$$

Зависимость между Δt_0 и ΔP определяется уравнением Клаузиуса–Клапейрона, в котором при малых величинах Δt_0 и ΔP можно перейти от дифференциалов к конечным разностям:

$$\frac{dP}{dt_0} = \frac{r}{T_0(v_{\text{п}} - v_{\text{ж}})} \approx \frac{\Delta P}{\Delta t_0},$$

где T_0 – температура кипения, К;

$v_{\text{п}}$ и $v_{\text{ж}}$ – удельные объемы пара и жидкости, м³/кг;

r – удельная теплота фазового перехода, Дж/кг.

Гидравлическое сопротивление ΔP рассчитывается по методу Локкарта-Мартинелли, согласно которому потери давления на трение двухфазного потока выражают через аналогичную величину для одной, например, жидкой фазы $(dP/dL)_{\text{ж}}$:

$$(dP/dL) = \Phi_{\text{ж}}^2 (dP/dL)_{\text{ж}},$$

причем $(dP/dL)_{\text{ж}} = C_f (\rho_w)^2 (1-x)^2 / (2\rho_{\text{ж}})$,

где коэффициент трения для турбулентного течения

$$C_f = 0,3164 \text{Re}_{\text{ж}}^{-0,25},$$

а критерий Рейнольдса для жидкости

$$\text{Re}_{\text{ж}} = (\rho_w)(1-x)d/\mu_{\text{ж}}.$$

Параметр $\Phi_{\text{ж}}$ вычисляют с помощью соотношения

$$\Phi_{\text{ж}} = \Phi_{\text{п}}/X_{\text{tt}} = X_{\text{tt}}^{-1} + 2,85X_{\text{tt}}^{-0,48},$$

в котором $\Phi_{\text{п}} = 1 + 2,85X_{\text{tt}}^{0,52}$ [5], а параметр Мартинелли-Нельсона X_{tt} определяется по формуле

$$X_{\text{tt}} = \frac{\left(\frac{dP}{dL}\right)_{\text{ж}}}{\left(\frac{dP}{dL}\right)_{\text{п}}} = \left(\frac{\mu_{\text{ж}}}{\mu_{\text{п}}}\right)^{0,1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}}\right)^{0,5}.$$

После перехода от дифференциалов к конечным разностям уравнение для нахождения гидравлического сопротивления принимает вид

$$\Delta P = 0,5\Phi_{\text{ж}}^2 \zeta (\rho_w)^2 (1-x)^2 / \rho_{\text{ж}} L/d.$$

Длину канала – одного хода хладагента

L – получают из теплового баланса

$$q\pi d_{\text{вн}} L = 0,25\pi d_{\text{вн}}^2 (\rho_w) r(x_2 - x_1).$$

Число таких ходов, или же число подводов хладагента, $n = G/(\rho_w)_{\text{опт}}$, где G – общий расход хладагента через испаритель. Для заданной тепловой нагрузки (холодопроизводительности) Q_0 оптимальная внутренняя поверхность теплообмена определяется соотношением $F_{\text{опт}} = Q_0 / q_{\text{max}}$.

В правую часть исходного уравнения для нахождения плотности теплового потока q входит Δt_0 , которое определяется падением давления в канале ΔP , зависящим в свою очередь от длины канала L . Поскольку последняя выражается из приведенного выше теплового баланса через q , то упомянутое уравнение является трансцендентным вида $q = f(q)$ и решается итерационным способом. Максимальному из значений q , вычисленных для ряда величин rw , соответствует оптимальная массовая скорость $(rw)_{opt}$.

Оптимальные массовые скорости в воздухоохладителе для R-142B и н-бутана оказались меньшими, чем рекомендуются для R-22 при одинаковых геометрических характеристиках ребристых теплообменных поверхностей, а оптимальные массовые скорости хладагента $(rw)_{opt}$ в гладких трубках генератора – меньше, чем для оребренных трубок.

3. Выводы и перспективы дальнейшего использования результатов

Разработанная методология проектирования испарителей внутритрубного кипения включает в себя расчет граничного паросодержания $x_{гр}$, соответствующего резкому ухудшению теплоотдачи на завершающей стадии испарения (при осушении стенки трубки с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению), и оптимальных, обеспечивающих максимальные плотности теплового потока, массовых скоростей хладагента и соответствующих им геометрических и конструктивных характеристик аппаратов.

Результаты расчетов показали, что оптимальные массовые скорости в воздухоохладителе для R-142B и н-бутана меньше, чем рекомендуются для R-22 при одинаковых геометрических характеристиках ребристых теплообменных поверхностей, а оптимальные массовые скорости хладагента $(rw)_{opt}$ в гладких трубках генератора – меньше, чем для оребренных трубок.

Литература

1. Комплексне використання утилізаційних енергоустановок на КС для підвищення ефективності ГПА / Б.Д. Білека, С.П. Васильєв, В.М. Клименко, В.М. Коломєєв, В.І. Избаш, Д.А. Костенко, В.А. Кривуця // Нафтова і газова промисловість.– 2000.– № 4.– С. 40 – 43.
2. Билека Б.Д., Васильев Е.П., Кабков В.Я. Автономное электроснабжение компрессорных станций с газотурбинным приводом ГПА на основе теплоутилизационных энергоустановок на низкокипящих рабочих телах // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.– Харьков: ХАИ, 2002.– Вып. 31. Двигатели и энергоустановки.– С. 14 – 16.
3. Радченко Н.И., Сирота А.А. Теплоутилизующие контуры на низкокипящих рабочих телах для ДВС / Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.– Харьков: ХАИ, 2002.– Вып. 31. Двигатели и энергоустановки.– С. 17 – 19.
4. Hewitt G.F., Govan A.H. Phenomenological modelling of non-equilibrium blows with phase change // Int. J. Heat Mass Transfer.– 1990.– Vol. 33.– P. 243-252.
5. Soliman M., Schuster J.R., Berenson P.J. A general heat transfer correlation for annular flow condensation // Trans. ASME: Serie C.– 1968.– Vol.90, № 2.– P. 267 – 276.

Поступила в редакцию 03.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Г.А. Горбенко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. техн. наук, доцент Г.Б. Талда, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков.

ИНТЕГРИРОВАННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ОПЕРЕЖАЮЩИХ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В АВИАЦИОННОМ ДВУХТАКТНОМ ПОРШНЕВОМ ДВИГАТЕЛЕ

М.В. Амброжевич, аспирант,

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

Постановка проблемы и её связь с научно-практическими задачами. Создание работоспособного двигателя – это всегда поиск компромисса, когда необходимо учесть и согласовать множество разнородных и противоречивых факторов в поисках оптимальных параметров всей технической системы. На языке моделирования это означает *постановку и решение многофакторной вариационной задачи*, что применительно к авиационному двухтактному поршневому двигателю (АДПД) позволило бы уже на начальных этапах НИР (техническое предложение, эскизный проект) непосредственно получить геометрию проточной части ПД, массогабаритные характеристики, диаграммы «угол-сечение», величину угла опережения зажигания, частотные, расходные и высотно-скоростные характеристики и т.п. Однако на данном этапе развития информационных технологий такого рода многофакторная вариационная задача неподъёмна, она может быть решена лишь в частном виде, когда при заданной геометрии и частотных характеристиках ПД определяются поля параметров термогазодинамического процесса с последующей их оптимизацией.

Обзор публикаций и анализ нерешённых проблем. Анализируя многочисленные публикации, приходится констатировать, что между теоретическими разработками методов оптимизации на основе вариационного исчисления и практическими их приложениями для решения конкретных технических задач лежит глубокая пропасть.

Цель и постановка задачи исследования. Цель работы – создание инструментария ранних стадий проектирования, позволяющего с необходимой достоверностью прогнозировать характеристики

объекта проектирования. Верификация инструментария проведена на АДПД. Решалась прямая комплексно-сопряжённая газодинамическая задача на базе целостной нестационарной модели процессов в камере сгорания и по всей проточной части АДПД, учитывающей взаимовлияние основных узлов ПД, с отражением кинематики и динамики оригинала в виде обратной связи.

Результаты исследований. Идеология комплексно-сопряжённой модели рабочего процесса в АДПД изложена в работе [1]. Всё многообразие факторов различной физической природы, определяющих и составляющих газодинамический процесс в двигателе, представлено в форме распределённых или локализованных особенностей (типа «источник-сток»). Метод особенностей позволяет привести систему уравнений, описывающих процесс, к формально однородному виду и, как следствие, использовать для её решения единый численный метод и унифицированный набор средств программной реализации.

Для определения положения подвижной границы поршневой группы, скорости её движения, а также соответствующих частотных характеристик процесса используется сопряжённая динамическая модель кривошипно-шатунного механизма. Комплексно-сопряжённая модель АДПД, подобно физическому оригиналу, является саморегулирующимся объектом, т.к. отображает кинематику и динамику в качестве обратной связи. В результате можно говорить о «виртуальной» модели двигателя ввиду того, что набор входных факторов численного эксперимента совпадает с управляющими воздействиями

физического оригинала – сигналами и откликами (рис. 1).

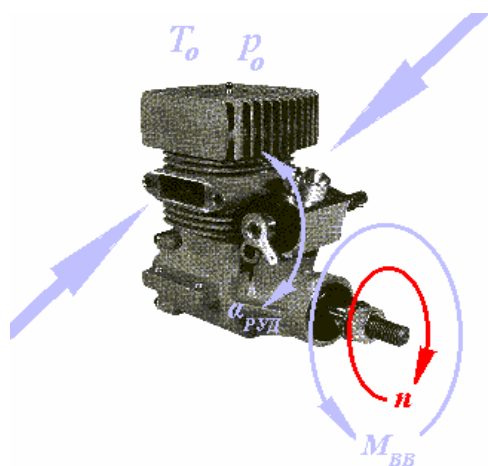


Рис. 1. Управляющие воздействия «виртуальной» модели АДПД

Сигналы:

$\alpha_{РУД}$ - положение рычага управления двигателем,

M_{BB} - момент сопротивления воздушного винта,

p_o , T_o - внешние условия.

Отклик:

n - частота вращения вала.

Процессы, протекающие в цилиндре, являются определяющими в работе всего АДПД. Трёхмерная (3D) подмодель течения в цилиндре обладает следующими особенностями:

Использует консервативную следящую подвижную сетку (рис. 2), причем все манипуляции на границах проводятся таким образом, чтобы избежать исчезающе малые значения шага по оси с автоматическим соблюдением КФЛ – условия.

Внутренние криволинейные границы цилиндра на регулярных сетках отображаются методом особенностей в виде «газотермодинамической маски» [1]. Для имитации условий непроницаемости твердых границ расположены двухрядные агрегаты ячеек, содержащие ИС импульса и энергии (только для перемещающихся стенок) (рис. 3).

Основное содержание 3D подмодели процесса в цилиндре соответствует схеме действующих источников - стоков (ИС), показанной на рис. 3 и в табл. 1.

Отдельные фазы процесса в двухтактном АДПД с кривошипно-камерной продувкой («кадры»

анимации) с комментариями, помещенными в табл. 2, изображены на рис. 4, 5.

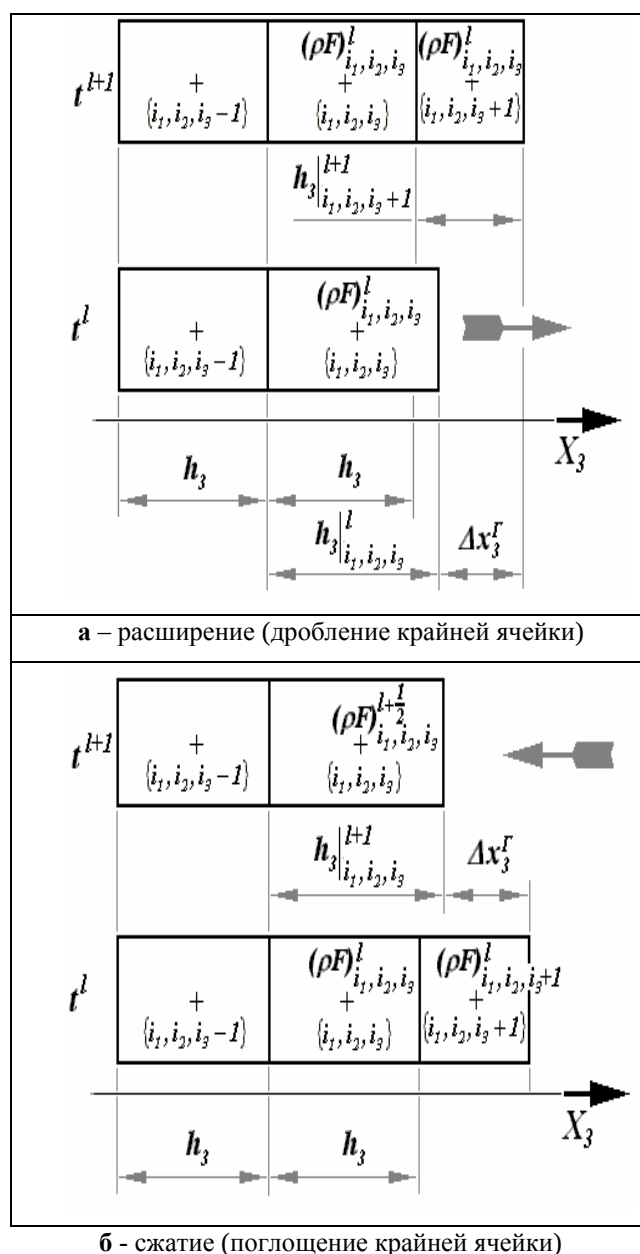


Рис. 2. Консервативный механизм адаптации подвижной сетки в граничных узлах

Получена удовлетворительная для решения задач НИОКР корреляция результатов численных и натурных исследований по основным показателям рабочего процесса. Разработан комплекс мероприятий по улучшению качества наполнения цилиндра путем тангенциально-осевой закрутки воздуха, подаваемого через перфорации наподобие применяемых в конструкции двигателя JuMo-207 [2, 3] вместо продувочных окон с относительно слабым направляющим действием.

Перспективы дальнейших исследований.

Современные интегрированные технологии моделирования газодинамических процессов подразумевают наличие тетрады «физико-математическое ядро → сеточные методы численного решения уравнений модели → расчетные алгоритмы и средства программной реализации → графические оболочки». Вопросы визуализации результатов ЧЭ имеют принципиальное значение, а аспекты разработки соответствующих программных оболочек выходят далеко за рамки чисто технических задач [4]. Существующие «фирменные» средства отображения интегрированы в специализированные пакеты (СП) и без них непосредственно использоваться не могут. При необходимости синхронного графического отображения результатов, которые в эволюционных задачах присутствует практически всегда, возникает

трудноразрешимая проблема совместимости нескольких программных продуктов в синхронном режиме. Адаптация частных графических возможностей СП к автономному использованию не представляется рациональной как с точки зрения техники, так и экономики.

Для синхронного анимационного сопровождения ЧЭ представленной комплексно-сопряженной модели ПДВС разработана специализированная ГО, использующая графические примитивы библиотеки Developer Visual Studio (DVS) [5, 6]. Облик ГО (рис. 4, 5) следует рассматривать как результат компромисса между требованием наглядности, полноты и удобства восприятия основного потока информации, с одной стороны, а с другой – сохранения ресурсоемкости на приемлемом уровне.

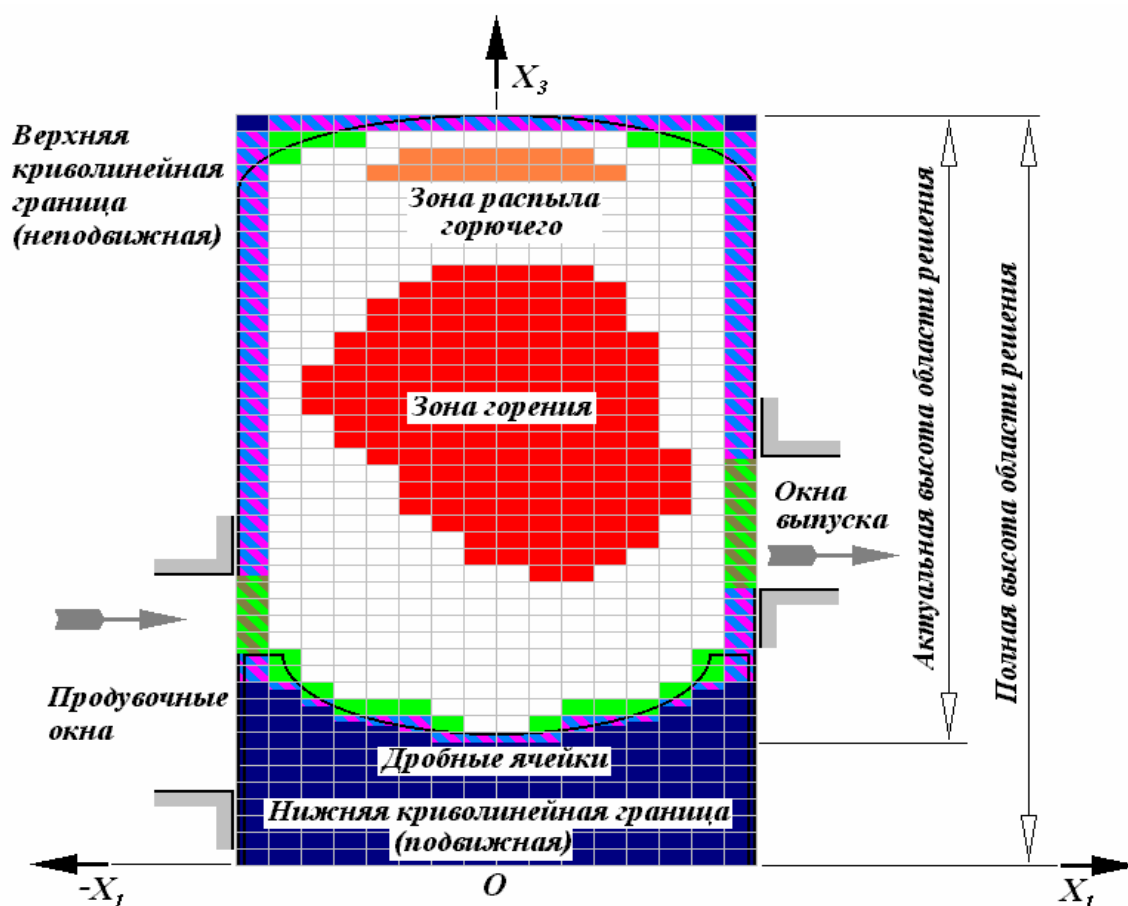


Рис. 3. Структура модели процесса в цилиндре (обозначения приведены в табл. 1)

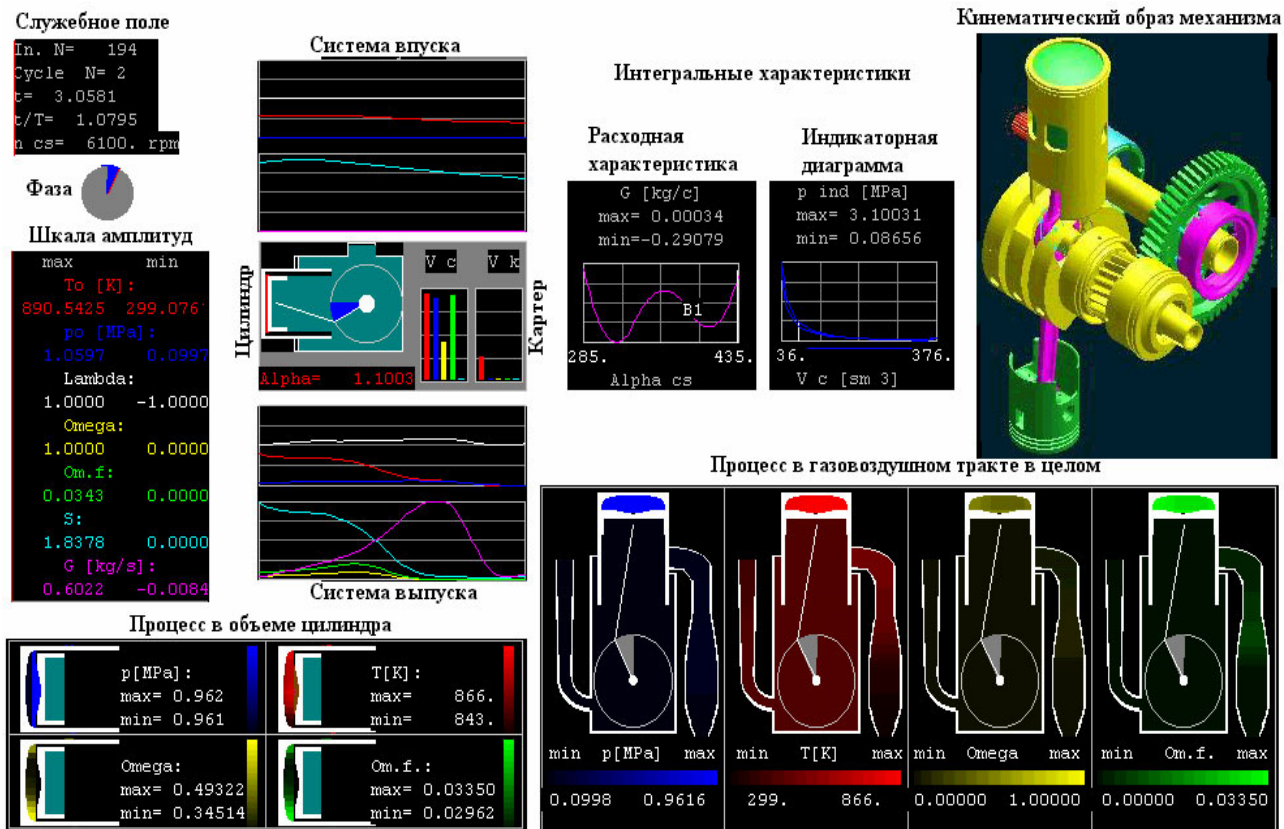


Рис. 4. Начальная фаза сгорания

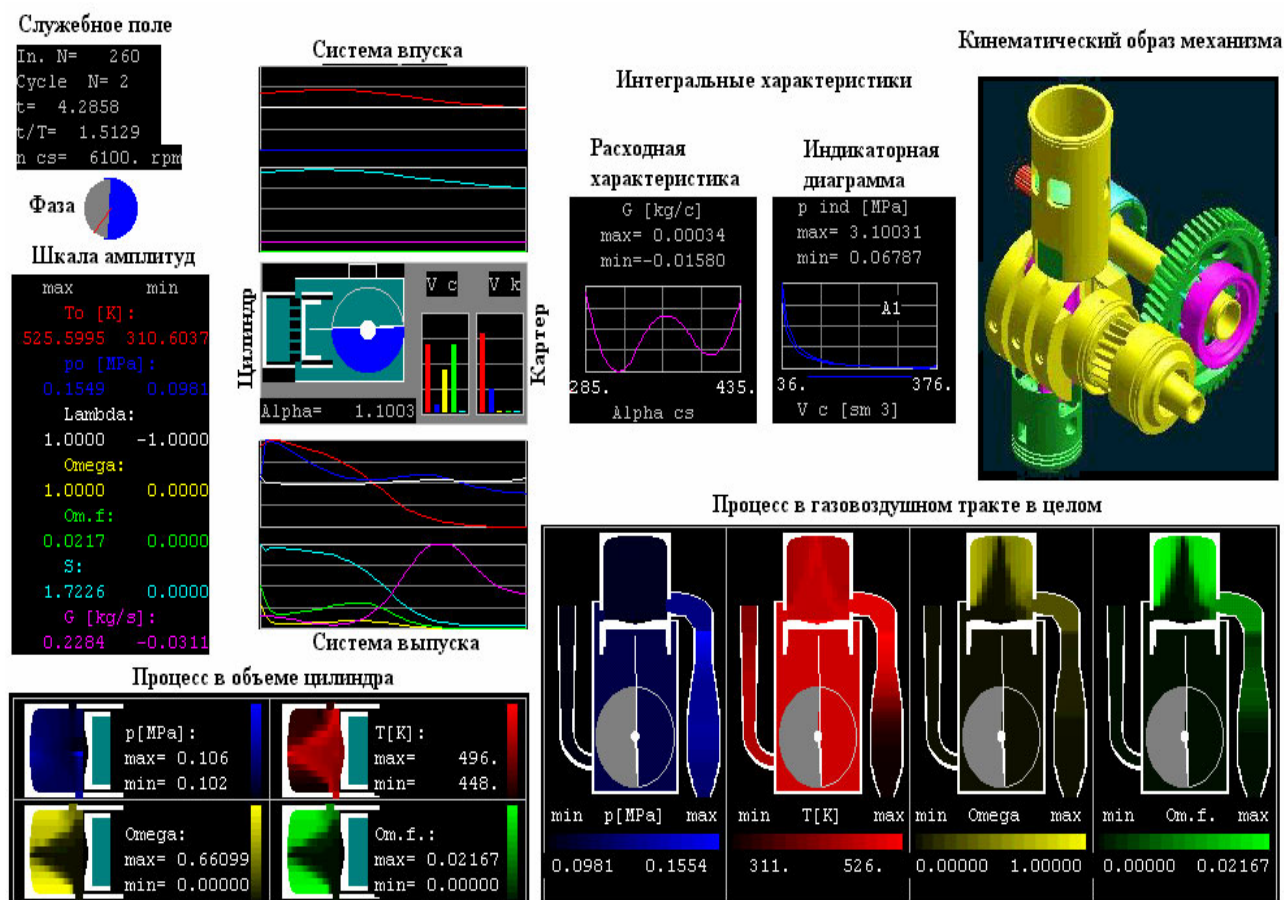


Рис. 5. Продувка и начало сжатия

Таблица 1

Обозн. на рис.3	Характер имитируемого фактора	Локализация
	Эффекты реакции горения	Переменная
	Теплообмен со стенками	
	Диссипативные силы	Всюду
	Подача горючего	Постоянная в момент впрыска
	Турбулентный обмен	Всюду
	Направляющие свойства криволинейных поверхностей («ГТД – маска»)	Переменная
	Взаимодействие с твердыми границами в направлении X_1 и X_2 («ГТД – маска»)	
	Обмен с внешними телами	
	Инертные ячейки сетки	

Таблица 2

Характеристики фазы		№ рисунка, фаза	4 - Начало горения	5 - Продувка и начало сжатия
		Положение КШМ	Расширение вблизи ВМТ	Двигается к НМТ
		Фаза	Подвод теплоты	Продувка и сжатие
		Продувочные окна	Закрыты	Полностью открыты
		Выпускные окна	Закрыты	Полностью открыты
		Впускной клапан	Начинает закрываться	Закрыт
		Внутр объем цилиндра	Горение	Начальная стадия
			Газо-обмен	-
		Впускной коллектор	Покоящийся воздух с однородным полем параметров	Покоящийся воздух с однородным полем параметров
		Выпускной коллектор	Газовоздушная смесь с низким уровнем скоростей и однородным полем давлений. Зона высоких температур вблизи выпускных окон	Относительно низкие фоновые скорости потока при высокой интенсивности волновых процессов. Объем заполнен преимущественно продувочным воздухом

Выводы. Предложенная технология позволяет проводить анализ особенностей протекания нестационарного термогазодинамического процесса по всей проточной части двигателя и, следовательно, основных параметров и характеристик двигателя на любых стадиях технического проектирования, что даёт воз-можность прогнозировать облик будущего объекта, проводить оптимизацию по параметрам и процессу и анализировать рабочий процесс уже готового технического объекта.

Литература

1. Амброжевич М.В. Комплексно-сопряженная мо-дель 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.

2. Орлин А.С., Круглов М.Г. Двухтактные двигатели.– М.: Машгиз, 1960.- 556 с.

3. Орлин А.С. Исследование рабочего процесса авиадвигателя УМО-207А.– М.: Оборонгиз, 1946.- 19 с.

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

5. Бартеньев О.В. Современный FORTRAN.– М.: Диалог-МИФИ, 2000.- 448 с.

6. Бартеньев О.В. Visual Fortran: новые возможности. –М.: Диалог-МИФИ, 1999.- 304 с.

Поступила в редакцию 25.04.03

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

ВЛИЯНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОСТИ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ СИСТЕМЫ МЕХАНИЧЕСКОГО ТУРБОНАДДУВА ДВУХТАКТНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

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

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

Известно, что при высоком газотурбинном наддуве ($\pi_k > 2,5 \dots 3,0$) преобразование импульсного расширения газа в турбине в механическую работу теряет своё преимущество по сравнению с изобарным расширением. При разделённых выпусках отработавшего газа улучшается газообмен в цилиндрах двухтактного дизеля, но в то же время усложняется конструкция турбины. Поэтому стремление к сочетанию преимуществ импульсного отвода отработавших газов из цилиндров и изобарного расширения их в турбине привело к применению в высокофорсированных дизелях типа БТД частичных преобразователей импульсов [1].

При такой конструкции газовыпускной системы газ из двух верхних и двух нижних разделённых коллекторов смешивается в верхнем и нижнем патрубках газоподводящей двухзаходной улиты (входнике) осевой турбины. Выходная часть улиты представляет собой сопловой аппарат с расположенными в нём направляющими лопатками. В конструкциях турбин некоторых двухтактных транспортных дизелей, например ЗТД, входник выполнен без направляющих лопаток.

Стандовые исследования дизелей БТД показывают, что при наличии упомянутых преобразователей импульсов поток газа перед сопловым аппаратом турбины всё же имеет ярко выраженный нестационарный характер. Так, у дизеля БТД-2 относительная амплитуда колебаний давления газа в газоподводящих патрубках входника турбины при работе по внешней характеристике $\frac{P_{T \max}^* - P_{T \text{ср}}^*}{P_{T \text{ср}}^*} > 0,15$ (см. рис. 1). По

этому показателю в соответствии с [2] турбину можно было бы отнести к импульсной.

В связи с этим при анализе технико-экономических показателей дизеля и определении путей по их дальнейшему совершенствованию необходимо знать харак-

теристики турбины, работающей в реальном нестационарном потоке газа. Необходимость такого исследования обусловлена ещё и тем, что при механической связи агрегатов системы наддува с коленчатым валом у высокофорсированных двухтактных дизелей наземных транспортных машин из-за ограничений по усталостной прочности турбина работает при параметре нагруженности ($U/\text{Сад}$) ниже оптимального значения.

Определение характеристик турбины, главными из которых являются мощность и КПД, при её работе в составе дизеля обычно осуществляют расчётными методами с использованием результатов замеров параметров газа на входе в турбину и выходе из нее. При этих исследованиях измеряют среднюю величину расхода газа через турбину $G_{\text{ср}}$, средние значения температур и давлений газа перед турбиной и за ней, а также записывают осциллограммы давлений в этих контрольных сечениях газового тракта.

Расчёт мгновенных значений температуры газа можно вести по адиабатической зависимости [2]. Что же касается расчёта мгновенных значений расхода газа через турбину, то здесь существуют различные подходы, базирующиеся в основном на уравнении сплошности, т.е.

$$G_i \approx (\mu f)_i \cdot \gamma_{2i} \cdot \sqrt{2H_{T_i}^*}, \quad (1)$$

где μf - пропускная способность турбины;

γ_2 - плотность газа за турбиной;

$$H_T^* = \frac{K}{K-1} R T_T^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_T^*} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] -$$

удельный располагаемый теплоперепад на турбине.

В этом уравнении неизвестной величиной является $(\mu f)_i$, которую определяют по экспериментальным характеристикам турбины, полученным на лабораторном стенде или по характеристикам турбины-аналога.

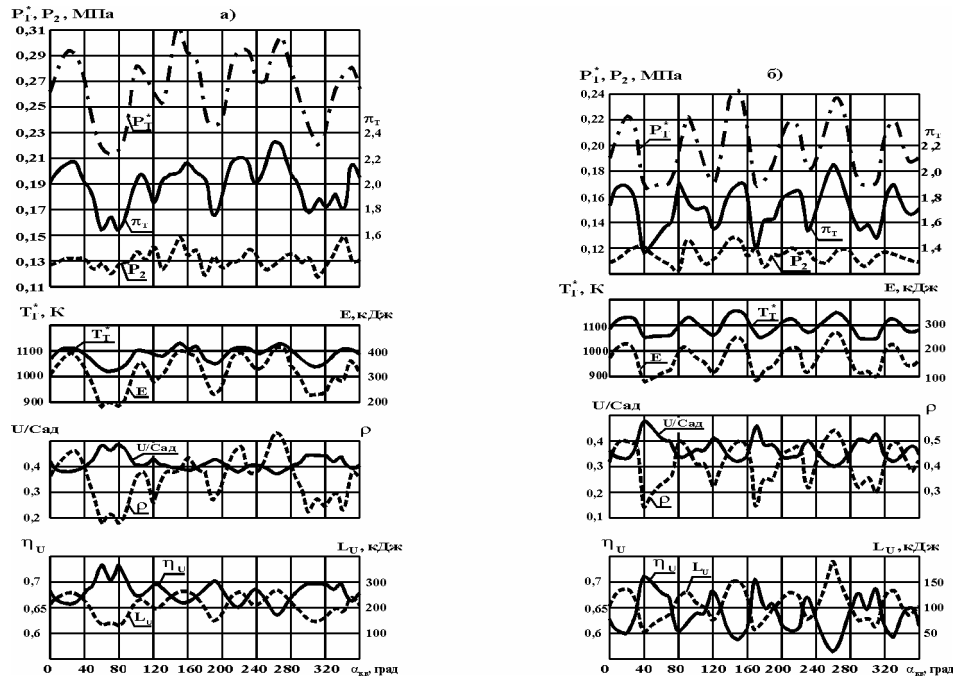


Рис.1. Результаты расчёта окружного КПД турбины по мгновенным параметрам газа при работе дизеля 6ТД-2:

а - на номинальном режиме;
б - на режиме максимального крутящего момента

Иногда для упрощения расчётов G_i прибегают к некоторым допущениям. Так, в работе [2] принимают постоянными в течение цикла γ_2 и пропускную способность μ_f , и тогда мгновенный расход газа пропорционален теоретической скорости $C_{ад_i} = \sqrt{2H_{T_i}^*}$

$$G_i = G_{CP} \cdot \frac{C_{ад_i}}{\frac{1}{\tau_0} \int_0^{\tau_0} C_{ад_i} \cdot d\tau}, \quad (2)$$

где τ_0 - продолжительность цикла по времени или по углу поворота коленчатого вала.

По другому способу [3] принимаются постоянными в течение цикла пропускная способность соплового аппарата и степень реактивности турбины ρ . Мгновенные значения расхода газа рассчитываются как

$$G_i = \bar{G}_i \cdot G_{max}, \quad (3)$$

где $\bar{G}_i = \frac{G_i}{G_{max}}$ - относительный мгновенный расход газа;

G_{max} - максимальный расход газа, соответствующий максимальным параметрам P_T и T_T на входе в турбину в течение цикла.

Относительная величина расхода газа определяется с

использованием уравнения сплошности по выражению:

$$\bar{G}_i = \frac{T_{Tmax} \cdot P_{T_i} \cdot C_{1_i}}{P_{Tmax} \cdot T_{T_i} \cdot C_{1_{imax}}}, \quad (4)$$

а максимальный расход газа через турбину равен:

$$G_{max} = \frac{G_{CP}}{\frac{1}{\tau_0} \int_0^{\tau_0} \bar{G}_i \cdot d\tau}, \quad (5)$$

В выражении (4) C_{1_i} - скорость газа на выходе из соплового аппарата:

$$C_{1_i} = \varphi_i \cdot \sqrt{2H_{T_i}^* (1 - \rho_i)},$$

где φ - коэффициент скорости соплового аппарата.

Таким образом, при $\rho = \text{const}$

$$\bar{G}_i = \frac{T_{Tmax} \cdot P_{T_i}}{P_{Tmax} \cdot T_{T_i}} \sqrt{\frac{H_{T_i}^*}{H_{Tmax}}}. \quad (6)$$

Оценить возможность использования перечисленных способов расчёта G_i применительно к исследуемой турбине дизеля 6ТД-2 можно с помощью пара-

метра расхода турбины $\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^*}$, поскольку расчёт проходного сечения соплового аппарата турбины F_1 при принятой степени реактивности ρ ведётся, ориен-

тируясь на максимальное значение параметра

$\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^*}$, с помощью зависимости

$$\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^*} = m \cdot F_1 \cdot \sigma(\lambda_1) \cdot q(\lambda_1), \quad (7)$$

где $m = \sqrt{\frac{K}{R} \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K+1}{K-1}}}$;

$\sigma(\lambda_1)$ - коэффициент восстановления полного давления во входнике турбины;

$q(\lambda_1)$ - газодинамическая функция.

После подстановки известных выражений для $\sigma(\lambda_1)$ и $q(\lambda_1)$ в (7) получаем

$$\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^* \cdot m \cdot F_1} = \frac{\left(\frac{K+1}{2} \right)^{\frac{1}{K-1}} \cdot \lambda_1 \cdot \left(1 - \frac{K-1}{K+1} \frac{\lambda_1^2}{\varphi^2} \right)^{\frac{K}{K-1}}}{1 - \frac{K-1}{K+1} \cdot \lambda_1^2}. \quad (8)$$

Из рассмотрения изображённых на рис. 2 графических зависимостей комплекса

$$\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^* \cdot m \cdot F_1} = f(\lambda_1)$$

для $K=1,35$ при различных значениях коэффициента скорости φ следует, что при определённой величине φ существует вполне определённое значение λ_1 , при

котором комплекс $\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^* \cdot m \cdot F_1}$ достигает предельной

максимальной величины. Для турбины дизеля 6ТД-2, имеющей $\varphi=0,85$, комплекс

$$\left(\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^* \cdot m \cdot F_1} \right)_{\text{пред}} = 0,81.$$

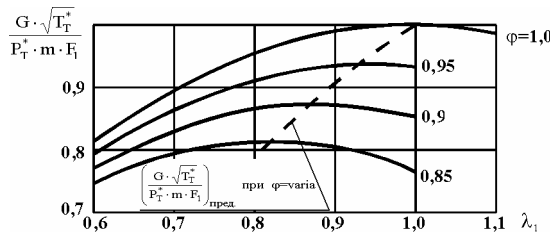


Рис. 2. Зависимость параметра $\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^* \cdot m \cdot F_1}$ от λ_1 при

различных значениях коэффициента скорости φ для $K=1,35$

На рис. 3, а представлены зависимости мгновенного расхода газа через турбину G_i от угла поворота коленчатого вала $\alpha_{К.В.}$ дизеля 6ТД-2, полученные расчётом по названным выше способам, а на рис. 3, б - зависимости

$$\left(\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^*} \right)_i / \left(\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^*} \right)_{\text{пред}} = f(\alpha_{К.В.}).$$

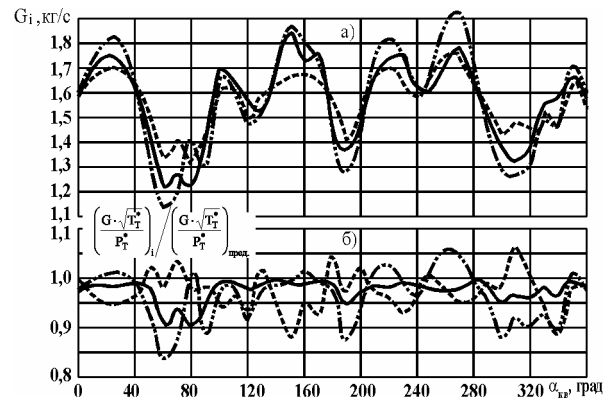


Рис. 3. Расчётное изменение расхода газа через турбину (а) и параметра расхода турбины (б) по углу поворота коленчатого вала двигателя 6ТД-2 на номинальном режиме работы:

— при условии

$$\bar{G}_i = \left(\mu f \cdot \gamma_2 \cdot \sqrt{2H_{T_i}^*} \right)_i / \left(\mu f \cdot \gamma_2 \cdot \sqrt{2H_{T_i}^*} \right)_{\text{max}};$$

----- по методике [2];

----- по методике [3]

Из анализа кривых на рис. 3, б следует, что при определении G_i по методикам [2, 3] при отдельных положениях коленчатого вала дизеля появляются отклонения

$$\left(\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^*} \right)_i / \left(\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^*} \right)_{\text{пред}}$$

больше единицы, что должно бы привести к снижению средней величины расхода газа через турбину ниже измеренного значения. При расчётах же величины G_i по формуле (1) параметр расхода турбины в течение полного оборота коленчатого вала остаётся меньше предельного значения.

Таким образом, использование результатов расчё-

тов G_i по методикам [2, 3] при определении конструктивных параметров турбины, работающей в нестационарном потоке газа, может привести к её переразмерности.

Графики изменения пропускной способности турбины по углу поворота коленчатого вала дизеля 6ТД-2 (рис. 4) указывают на незначительное изменение μf в пределах одного оборота, что отмечается во многих публикациях.

Очевидно, что при свободном выпуске газа из турбины в атмосферу можно считать приблизительно неизменной по углу поворота коленчатого вала и плотность газа γ_2 . В этом случае для расчёта мгновенного значения расхода газа G_i можно использовать упрощённую методику [2]. В действительности же двухтактные дизели наземных транспортных машин работают с большими противодавлениями на выходе газа из турбины, и, как показывает рис.4, изменение плотности газа γ_2 в течение одного оборота коленчатого вала дизеля 6ТД-2 может достигать 15%.

Методика [3] расчёта G_i не учитывает сжимаемость газа при его течении в сопловом аппарате и изменение степени реактивности турбины ρ . Расчёты величины ρ по формуле [4]

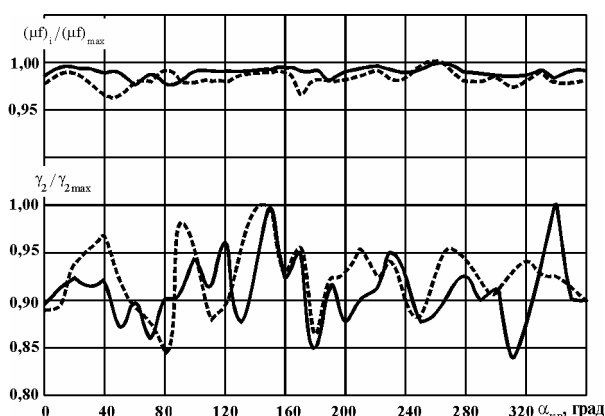


Рис. 4. Изменение по углу поворота коленчатого вала дизеля 6ТД-2 пропускной способности турбины (μf) и плотности газа на выходе из неё (γ_2):

— Ne_H ;
 - - - $Mkr. max$

$$\rho = 1 - \frac{\frac{K-1}{K+1} \cdot \frac{\lambda_1^2}{\varphi^2} \left\{ 1 + \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \cdot \left[1 - \frac{\left(\frac{P_2}{P_T^*} \right)^{\frac{K-1}{K}}}{1 - \frac{K-1}{K+1} \cdot \frac{\lambda_1^2}{\varphi^2}} \right] \right\}}{1 - \left(\frac{P_2}{P_T^*} \right)^{\frac{K-1}{K+1}}}, \quad (9)$$

показывают (рис. 1), что она изменяется в пределах одного оборота коленчатого вала более чем в два раза. При этом средняя величина степени реактивности на режиме Ne_H равна $\rho_{ср}=0,352$, а на режиме $Mkr. max$ - $\rho_{ср}=0,412$.

На рис. 1 графически представлены результаты расчёта мгновенных значений окружного КПД турбины η_U на среднем диаметре колеса по известному выражению:

$$\eta_U = 2\bar{U} \left[\varphi \sqrt{1-\rho} \cos \alpha_1 - \bar{U} + \psi \cos \beta_2 \times \sqrt{\varphi^2 (1-\rho) + \bar{U}^2} - \sqrt{-2\bar{U}\varphi \sqrt{1-\rho} \cdot \cos \alpha_1 + \rho} \right], \quad (10)$$

где $\bar{U} = \frac{U}{C_{ад}}$;

ψ - коэффициент скорости рабочего колеса.

Мгновенные значения коэффициента φ принимались по экспериментальной зависимости

$$\varphi = f \left(\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^*} \right), \text{ полученной при статической про-}$$

дуквке входника турбины, а мгновенные значения коэффициента ψ определялись расчётом с учётом изменения угла атаки с использованием результатов экспериментальных и теоретических исследований обтекания турбинных решёток профилей [5, 6].

Средняя величина окружного КПД турбины за один оборот коленчатого вала дизеля равна

$$\eta_{U\alpha} = \frac{L_{U\alpha}}{E_{\alpha}} = \frac{\int_{\alpha=0}^{\alpha=360^0} L_{U\alpha} d\alpha}{\int_{\alpha=0}^{\alpha=360^0} E_{\alpha} d\alpha}, \quad (11)$$

где $E_i = G_i \cdot H_{T_i}^*$ - мгновенное значение располагаемой энергии газа;

$L_{U_i} = E_i \cdot \eta_{U_i}$ - мгновенное значение полезной работы на окружности колеса.

В таблице приведены значения отдельных показателей работы исследуемой турбины, рассчитанные при нестационарном течении газа и по средним параметрам газа на входе в турбину и выходе из нее.

Таблица

Показатели работы исследуемой турбины

Условия работы турбины	Режим работы дизеля	Параметры		
		E_α , кДж	L_{U_α} , кДж	η_{U_α}
Нестационарный поток газа	Не _н	314,47	213,12	0,677
	Мкр. max	174,69	109,89	0,629
Стационарное течение газа	Не _н	313,30	213,98	0,683
	Мкр. max	170,75	109,62	0,642

Относительно невысокий уровень окружного КПД объясняется, во-первых, малой величиной коэффициента ϕ , обусловленной сложной геометрией входника из-за всевозможных габаритных ограничений, и, во-вторых, как уже отмечалось ранее, низкими значениями параметра нагруженности турбины (рис. 5).

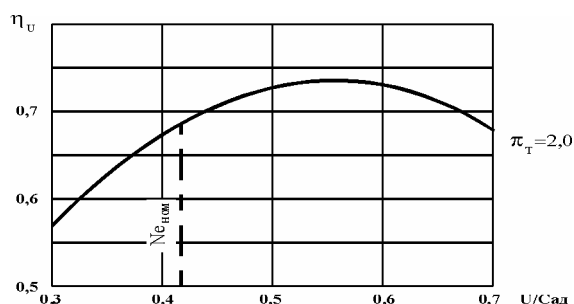


Рис. 5. Расчётная характеристика турбины дизеля 6ТД-2 по средним параметрам газа

Согласно табличным данным нестационарность течения газа оказывает незначительное влияние на эффективные показатели работы турбины. Отсюда следует вывод о том, что при анализе работы турбины в системе наддува высокофорсированных двухтактных дизелей типа 6ТД с преобразователями импульсов, несмотря на имеющуюся нестационарность пото-

ка газа на входе в турбину, можно без внесения заметных погрешностей использовать её характеристики, определённые экспериментально на лабораторном стенде или расчётными методами по средним параметрам газа.

Литература

1. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин: Уч. пособие.- Харьков: ХГПУ, 1996.- Ч. 2.- 386 с.
2. Симсон А.Э., Каминский В.Н. Турбонаддув высокооборотных дизелей.- М.: Машиностроение, 1976.- 288 с.
3. Романовский Г.Ф. Выбор параметров и расчёт турбинной ступени газонаддувочного агрегата: Метод. руководство.- Николаев: Николаевский кораблестроительный институт, 1972.- 34 с.
4. Анимов Ю.А. К методике инженерных расчётов характеристик осевой турбины системы турбонаддува двухтактных транспортных дизелей // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.- Харків: "ХАІ", 2002.- Вип. 31. Двигуни та енергоустановки.- С. 59-61.
5. Кириллов И.И. Теория турбомашин.- Л.: Машиностроение, 1972.- 536 с.
6. Холщевников К.В., Емин О.Н. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин.- М.: Машиностроение, 1986.- 432 с.

Поступила в редакцию 30.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. техн. наук, нач. сектора П.Я. Перерва, КП ХКБД, г. Харьков.

ОСОБЕННОСТИ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ЗАЗОРЕ ГАЗОСТАТИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА

В.Л. Конюков, канд. техн. наук, доцент, декан,

Е.В. Богатырева, ассистент, КМТИ,

г. Керчь, Украина

Для анализа течений газа в зазоре газостатического подшипника используют интегрирование уравнений Навье-Стокса [1]. Однако до настоящего времени не найдены методы интегрирования этих уравнений в их общем виде. Только для некоторых частных случаев течения вязкой жидкости найдены решения, но среди этих частных случаев лишь немногие не налагают никаких ограничений на величину вязкости.

Для интегрирования уравнений Навье-Стокса используют упрощенные модели течения. Так, для движения рабочего тела в зазоре газостатического подшипника принимают газ несжимаемым и течение ламинарным.

В настоящей работе предпринята попытка оценить, насколько указанные допущения соответствуют фактическому режиму движения.

Движение газа в зазоре газостатического подшипника в общем случае является трехмерным. Это связано с тем, что в опорных (радиальных) подшипниках газ движется в зазоре переменной толщины, увлекаемый вращающейся цапфой в окружном направлении, эксцентрично расположенной относительно оси вкладыша. В то же время подвод рабочего тела через питающие отверстия вызывает его растекание в осевом направлении.

Учитывая малую толщину зазора по сравнению с радиусом вкладыша и его шириной, а также малую величину эксцентриситета, движение газа можно рассматривать аналогичным течению между двумя коаксиальными цилиндрами, из которых внутренний вращается, а внешний покоится. При определенной скорости вращения возникает неустойчивое расслоение рабочего тела в зазоре [1]. Это связано с тем, что частицы жидкости, находящиеся вблизи внутренней

стенки, стремятся вследствие большой центробежной силы переместиться наружу.

Для случая невязкой жидкости устойчивость такого течения была исследована еще в 1916 году Рейли. В результате было выявлено, что течение является неустойчивым, когда окружная скорость u при увеличении радиуса r уменьшается сильнее, чем $\frac{1}{r}$, то есть если

$$u(r) = \frac{\text{const}}{r^n} \quad (1),$$

где $n > 1$,

Для случая вязкой жидкости устойчивость такого течения впервые была подробно исследована Дж.И. Тейлором в рамках линейной теории. Это исследование показало, что начиная с определенного значения Re , между цилиндрами возникают правильно чередующиеся вихри с правым и левым вращением и с осями, параллельными направлению окружной скорости вращающегося цилиндра.

Условие неустойчивости течения в кольцевом пространстве, следовательно, и условие возникновения вихрей можно выразить с помощью числа Тейлора Ta в виде соотношения:

$$Ta = \frac{U_i h}{\nu} \sqrt{\frac{h}{R_i}} \geq 41,3, \quad (2)$$

где h - толщина зазора между цилиндрами;

R_i , U_i - соответственно радиус и окружная скорость внутреннего цилиндра.

Исследования, выполненные Дж. Т. Стюартом, показали, что нарушение устойчивости течения в зазоре вызывает сильное увеличение момента сопротивления внутреннего цилиндра.

Для коаксиальных цилиндров при ламинарном движении газа в зазоре коэффициент момента сопротивления может быть определен по формуле [1]

$$c_M = 4 \left(\frac{U_i d}{\nu} \right)^{-1} = 4 \sqrt{\frac{d}{R_i}} \cdot \text{Te}^{-1}. \quad (3)$$

В подшипниках на газовой смазке критерий подобия Рейнольдса $\text{Re} = \frac{U_i d}{\nu}$ не превышает 1000, а

$$\frac{d}{R_i} \leq 8 \cdot 10^{-4}, \text{ тогда число Тейлора } \text{Ta} \prec 30.$$

Из приведенного выше анализа следует, что течение в зазоре подшипника на газовой смазке будет устойчивым ламинарным.

Газ, поступающий в зазор растекается к периферийным сечениям и при наличии вращения шипа траектории движения газа имеют спиралевидную форму. Для анализа движения газа в зазоре предположим, что вращение шипа отсутствует, тогда газ будет растекаться к периферийным поверхностям по зазору постоянной толщины.

Уравнение обращения воздействий в общем виде можно записать так

$$\begin{aligned} (M^2 - 1) \frac{dw}{w} = & \frac{df}{f} - g \frac{dy}{a^2} - \frac{dl_T}{a^2} - \frac{dq_{\text{тр}}}{a^2} + \\ & + \frac{dq_{\text{вн}}}{\rho c_p} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p + \frac{dq_{\text{тр}}}{\rho c_p} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p, \end{aligned} \quad (4)$$

где $M = \frac{w}{a}$ - число Маха;

$dq_{\text{вн}}$ - теплота за счет внешнего теплообмена;

$dq_{\text{тр}}$ - теплота трения;

$dl_{\text{тр}}$ - работа сил трения;

f - площадь проходного сечения;

y - положение выходного сечения в поле гравитационных сил относительно плоскости сравнения.

Движение газа при наличии трения является частным случаем движения газового потока с подводом теплоты, так как в процессе трения выделяется теплота, поглощаемая потоком.

При движении рабочего тела в зазоре подшипника на газовой смазке из всех возможных воздействий на поток имеется лишь работа сил трения. Это воздействие равноценно подводу теплоты к рабочему телу, т.к. $dl_{\text{тр}} = dq_{\text{тр}}$. Для канала постоянной площади сечения, неизменного уровня ($dy = 0$), при отсутствии взаимодействия с внешней средой ($dl_T = 0$; $dq_{\text{вн}} = 0$) и при постоянном массовом расходе ($dG = 0$), предполагая, что рабочее тело по своим свойствам аналогично идеальному газу, уравнения обращения воздействий примут вид:

$$(M^2 - 1) \frac{dw}{w} = -k \frac{dl_{\text{тр}}}{a^2}, \quad (5)$$

$$(M^2 - 1) \frac{d\rho}{\rho} = k \frac{dl_{\text{тр}}}{a^2}, \quad (6)$$

$$(M^2 - 1) \frac{dP}{P} = k [M^2(k - 1) + 1] \frac{dl_{\text{тр}}}{a^2}, \quad (7)$$

$$(M^2 - 1) \frac{dT}{T} = kM(k - 1) \frac{dl_{\text{тр}}}{a^2}. \quad (8)$$

Скорость w , давление P и плотность ρ под влиянием трения изменяются однозначно, так как наличие трения всегда эквивалентно только подводу теплоты. Направление этих изменений иллюстрируется неравенствами:

если $M < 1$, то $dw > 0$; $dP < 0$; $d\rho < 0$;

если $M > 1$, то $dw < 0$; $dP > 0$; $d\rho > 0$.

Таким образом, особенностью влияния трения на поток газа является односторонность воздействия, так как для изолированного процесса работа сил трения $dl_{\text{тр}} = dq_{\text{тр}} = T\Delta S > 0$. В связи с этим для дозвукового течения возможно лишь ускорение потока, а для сверхзвукового – только замедление [3]. Непрерывный переход через критическую скорость при этом невозможен.

Если рассмотреть два сечения канала, односторонне расположенных относительно питательных отверстий и имеющих одинаковые расходы, то при условии адиабатного течения температуры торможения в этих

сечениях будут одинаковыми $T_1^* = T_2^*$. Учитывая, что

$$T^* = T \left[1 + (k-1) \frac{M^2}{2} \right],$$

получаем

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_2^2} \quad (9)$$

Из последнего выражения следует, что в дозвуковом потоке температура газа уменьшается (скорость увеличивается), а в сверхзвуковом – увеличивается (скорость уменьшается).

Для оценки длины канала, в конце которого скорость потока газа достигает критической, работу сил трения представим формулой:

$$dl_{тр} = \frac{\xi w^2}{2} \frac{dx}{h}, \quad (10)$$

где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления;

h – толщина газового зазора в подшипнике;

x – текущая координата вдоль оси цапфы.

Подставив (10) в (5), получим:

$$(M^2 - 1) \frac{dw}{w} = -k \xi w^2 \frac{dx}{2a^2 h}. \quad (11)$$

Учитывая известные соотношения

$$\frac{dw}{w} = \frac{d\lambda}{\lambda}; \quad M^2 = \frac{\frac{2\lambda^2}{k+1}}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2},$$

уравнение (11) можно преобразовать к виду:

$$\left(\frac{1}{\lambda^2} - 1 \right) \frac{d\lambda}{\lambda} = \frac{k}{k+1} \xi \frac{dx}{h}, \quad (12)$$

где $\lambda = \frac{w}{w_{кр}}$ – приведенная скорость.

Для упрощения исследования уравнения (13) примем коэффициент гидравлического сопротивления постоянным, равным некоторому среднему по каналу

значению и, проинтегрировав уравнение (13) от $x = 0$ до x , получим:

$$\frac{1}{\lambda_{вх}^2} - \frac{1}{\lambda} + \ln \frac{\lambda_{вх}^2}{\lambda} = \frac{2k}{k+1} \xi_{ср} \frac{x}{h}. \quad (13)$$

Правая часть уравнения (14) представляет собой так называемую приведенную длину канала Ω , тогда

$$\left(\frac{1}{\lambda_{вх}^2} + \ln \lambda_{вх}^2 \right) - \left(\frac{1}{\lambda^2} + \ln \lambda^2 \right) = \Omega. \quad (14)$$

Соотношение (14) показывает, что приведенная длина канала имеет максимум при $\lambda = 1$, т.е.

$$\Omega_{\max} = \frac{1}{\lambda_{вх}^2} + \ln \lambda_{вх}^2 - 1. \quad (15)$$

Длина канала, соответствующая $\Omega_{\max}$, называется критической. На выходе из канала, имеющего критическую длину, устанавливается критическая скорость, что справедливо для дозвукового и сверхзвукового потоков на входе в канал.

Таким образом, если на входе в зазор подшипника газ имеет дозвуковой режим течения, то он будет дозвуковым по всей длине канала. Исключение составляет выходное сечение, где скорость газа может достигать критической.

Литература

1. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Пер. с нем. – М.: Наука, 1974. – 711 с.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973. – 847 с.
3. Крутов В.И., Исаев С.И., Кожин И.А. Техническая термодинамика. – М.: Высш. школа, 1991. – 384 с.

Поступила в редакцию 12.05.03.

Рецензенты: канд. техн. наук, доцент Н.А. Креслинг, Морской торговый порт, г. Керчь; канд. техн. наук, доцент А.Н. Горбенко, КМТИ, г. Керчь.

ДИАГНОСТИКА И СЕРТИФИКАЦИЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

М.Ф. Мокроус, канд. техн. наук, В.Б. Эдельштейн,

ФГУП НТЦ РФ «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова»,

г. Москва, Россия

Диагностика авиационных двигателей имеет важное значение для обеспечения летной годности (ЛГ) и безопасности полетов. Оценка соответствия требованиям к диагностике с позиций ЛГ проводится в процессе сертификации самолетов и вертолетов.

Особенно важное значение имеет применение развитой системы диагностирования, обеспечивающей раннее обнаружение опасных неисправностей, для подтверждения уровня ЛГ каждого экземпляра двигателя в эксплуатации. Внедрение такой системы требует обеспечения достаточной контролепригодности двигателей, наличия диагностического оборудования и специальных служб в эксплуатации [1], т.е. согласованного участия всех организаций, заинтересованных в сохранении ЛГ.

Проведенный анализ показал, что в существующих редакциях Норм летной годности (НЛГ) [2, 3] обеспечение контролепригодности и сохранения ЛГ в части эксплуатационной диагностики в основном предусмотрено со стороны разработчика (изготовителя) двигателя. В [2] содержатся требования к средствам контроля, которые должны обеспечивать диагностику в эксплуатации, выявление неисправностей на ранней стадии их развития; получение информации о состоянии проточной части и работе систем двигателя, необходимой для эксплуатации по техническому состоянию. В связи с применением на самолетах и вертолетах электронных бортовых систем контроля и диагностики двигателя (БСКД) в НЛГ введены требования к этим системам и их проверке при испытаниях двигателя. В [3] больше внимания уделено программному обеспечению диагностирования, но конкретные требования к контролепригодности отсутствуют.

В соответствии с современными НЛГ двигателей [3] требования к контролю и диагностике являются необходимыми условиями для установления и увеличения ресурса авиационных двигателей и их основных деталей по второй и третьей стратегиям управления ресурсом. Реализация достаточной контролепри-

годности, обеспечивающей получение объективной информации, требуемой для достоверной оценки технического состояния двигателя и прогнозирования отказов с опасными последствиями с помощью средств и методов контроля и диагностики, предусматривается планом управления ресурсом.

Для обеспечения выполнения требований НЛГ представлены предложения по разработке рекомендательного циркуляра, содержащего методы обеспечения и подтверждения соответствия требованиям к контролю и диагностике авиационных двигателей. При этом рассмотрены проблемы квалификации и сертификации наземно-бортовых систем контроля двигателя и интегральных систем управления и диагностики двигателя и самолета.

Дальнейшее совершенствование требований к контролепригодности и диагностике авиадвигателей должно основываться на результатах специальных исследований по эффективности методов ранней диагностики авиационных двигателей для предупреждения опасных отказов и по использованию анализа безопасности на основе, например, «дерева отказов» двигателей для формирования системы диагностики.

Литература

1. Акимов В.М. Основы надежности газотурбинных двигателей.- М.: Машиностроение, 1981.- 207 с.
2. Нормы летной годности транспортных самолетов СССР (НЛГС-3).- 1984.
3. Авиационные правила. Ч. 33. Нормы летной годности двигателей воздушных судов (АП-33).- 2003.

Поступила в редакцию 08.06.03

Рецензент: д-р техн. наук, профессор Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ИССЛЕДОВАНИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

А.Н. Пойда, д-р техн. наук, проф.,

А.В. Палий, аспирант, Д.Г. Сивых, аспирант,

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,

г. Харьков, Украина

Общая постановка проблемы и её связь с научно-практическими задачами. Важным направлением повышения технико-экономических показателей автомобильных двигателей отечественного производства до мирового уровня является оснащение их микропроцессорными системами управления топливоподачей, воздухообеспечением, газораспределением [1]. Реализация этого направления потребует проведения большого объёма работ по отработке алгоритмов управления, методов диагностирования, исследованию и доводке принятых технических решений. Использование традиционных методов исследования растянет решение указанной проблемы на многие годы.

Одним из резервов сокращения сроков доводки и уменьшения объёма экспериментально-доводочных работ является применение автоматизированных систем исследования и диагностирования (АСИД). В Украине подобные системы не выпускаются, но их можно синтезировать на основе компонентов автоматизации, имеющихся на рынках Украины и России. Эти компоненты ориентированы на построение автоматизированных систем различного назначения на основе персональных или промышленных компьютеров.

Обзор публикаций и анализ нерешённых проблем. Принципы построения и особенности систем технического диагностирования изложены в работе [2], а вопросы регистрации и обработки быстродействующих процессов с учётом специфики поршневых двигателей подробно проработаны в работах [3 - 7]. Концепция параллельного моделирования и анализа процессов в ДВС с помощью персональных ЭВМ изло-

жена в работе [8]. Со времени опубликования перечисленных работ прошло 10 – 20 лет. За этот период произошли существенные изменения в областях измерительной и вычислительной техники, в программном обеспечении ЭВМ. В связи с этим требуют корректировки принципы построения и функционирования АСИД, подходы в выборе состава и характеристик технических средств, разработки алгоритмов и прикладных программ исследования и диагностирования двигателей.

Цель исследований. Целью данного исследования является дальнейшее развитие концепции мониторинга и диагностирования поршневых двигателей на основе средств автоматизации и компьютерных технологий.

Результаты исследований. Техническое диагностирование как способ оценки качества функционирования поршневого двигателя применяется во всех фазах его жизненного цикла. На этапе доводки двигателя перечень параметров, подлежащих измерению и анализу в исследовательских целях, практически совпадает с перечнем диагностических параметров. Поэтому правомерно утверждать, что системы исследования двигателей и системы технического диагностирования могут иметь одинаковую структуру и общее название АСИД. В зависимости от сложности решаемых задач состав технических средств (ТС) и программное обеспечение (ПО) могут изменяться.

На основании анализа основных положений, приведенных в работах [2 – 8], технических характеристик современных ЭВМ и средств автоматизации

[9, 10] можно сформулировать следующие основные принципы построения и функционирования АСИД.

1. АСИД можно рассматривать как многопараметровую многозадачную систему, работающую в асинхронном режиме и выполняющую функции сбора и обработки данных, моделирования процессов и характеристик, управления системами, агрегатами и двигателем в целом.

2. Объект исследования или диагностирования в данной системе может быть представлен полноразмерным двигателем, его математической моделью или физическими и математическими моделями отдельных узлов, агрегатов или систем.

3. Для обеспечения гибкости системы в АСИД используется модульный принцип построения и открытая конфигурация аппаратных, программных средств и базы данных.

4. Связь ЭВМ с двигателем или физической моделью обеспечивается посредством устройства связи с объектом (УСО), содержащим датчики, исполнительные устройства, модули ввода-вывода аналоговых и дискретных сигналов.

5. В модуле ввода аналоговых сигналов осуществляется аналого-цифровое преобразование (АЦП), в результате чего непрерывные аналоговые сигналы датчиков превращаются в дискретные функции времени. При этом обеспечивается адаптивная дискретизация по углу поворота коленчатого вала (УПКВ) или по времени с синхронизацией по отметкам УПКВ.

6. Быстродействие АЦП выбирается из условия минимизации динамической погрешности измерения с учётом его архитектуры и способа обеспечения многоканальности.

7. В АСИД обеспечивается накопление требуемых объёмов выборок для статистической обработки каждого измеряемого параметра в целях получения усреднённых представительных диаграмм и их статистических характеристик.

8. Параллельно с физическим моделированием осуществляется математическое моделирование характеристик двигателей, рабочих процессов в их цилиндрах или системах.

9. В целях идентификации диагностических параметров наряду с традиционно измеряемыми параметрами (давлением в цилиндре и системе топливоподачи) регистрируются вибросигналы, характеризующие техническое состояние трущихся пар в механизмах двигателя, моменты посадки запорных органов в системе топливоподачи, клапанов, переключки поршней.

10. Аппаратные и программные средства функционируют под управлением операционной системы Windows.

11. При обработке и анализе результатов измерения используются современные программные продукты Matlab, Mathcad, Excel.

Для создания АСИД в соответствии с изложенными принципами технических трудностей практически не существует. В числе средств автоматизации, имеющихся на рынке, датчики давления, температуры, расходов жидкостей и газов, газоанализаторы, дымомеры, а также различные функциональные модули, устанавливаемые в слоты ЭВМ [9, 10]. Многие датчики имеют встроенные нормирующие усилители. Современная АСИД – это компромисс между функциональными возможностями и стоимостью системы.

Модули аналогового ввода (АВ), предлагаемые различными изготовителями, можно условно разделить на 4 группы (рис. 1). Первая группа (рис. 1, а) содержит аналоговый мультиплексор (MUX) и аналого-цифровой преобразователь (ADC), выход которого подключается к системной шине ЭВМ. АЦП имеет конечное время преобразования $\tau_{пр}$ и мультиплексору необходимо некоторое время τ_k для установления сигнала после коммутации, поэтому полный период одного преобразования (период дискретизации) для схемы «а» составит

$$T_d = \tau_{пр} + \tau_k. \quad (1)$$

Для обеспечения требуемой точности в схеме «а» необходимо выполнить условие

$$\tau_{пр} \leq \frac{\gamma_d \cdot X_n}{(dx/dt)_{\max}}, \quad (2)$$

где γ_d – относительная динамическая погрешность;

X_n – нормирующее значение аналоговой величины;

$(dx/dt)_{\max}$ – максимальная скорость нарастания аналоговой величины.

Вторая группа модулей АВ (рис. 1, б) содержит устройство выборки-хранения (SST), включенное между MUX и ADC. В SST запоминается мгновенное значение аналоговой величины, и время преобразования её в цифровой код не приводит к динамической погрешности. Для этой схемы частота дискретизации определяется по формуле, приведенной в работе [2]:

$$T_d = \frac{1}{f_d}; \quad f_d = \frac{1}{2\tau} \sqrt{\frac{|x(\tau) - x'(0) \cdot \tau - x(0)|}{\Delta x_{\text{апп}}}}, \quad (3)$$

где τ – выделенный интервал времени ($0 - \tau$);

$x(0)$, $x(\tau)$ – значения преобразуемой аналоговой величины в моменты времени 0, τ ;

$x'(0)$ – первая производная аналоговой величины в начале выделенного интервала времени;

$\Delta x_{\text{апп}}$ – погрешность аппроксимации дискретной функции.

Полный период дискретизации для этой группы модулей АВ определяется также по формуле (1) с учётом τ_k .

Если в модуле АВ задействовано m измерительных каналов, то период обращения к одному каналу

$$T_{\text{дк}} = m \cdot T_d, \quad (4)$$

где T_d – период дискретизации, определяемый по формуле (1).

Модули третьей группы (рис. 1, в) в отличие от первых двух содержит буфер двухпортовой памяти FIFO (First-in-First Out), позволяющей проводить считывание информации процессором в произвольные моменты времени и делает преобразование бесперебойным.

Четвёртая группа модулей АВ построена по принципу параллельного преобразования: на каждый аналоговый сигнал предусмотрен отдельный АЦП с включенными на входе устройством выборки-

хранения (SSD) и усилителем. Выходы всех АЦП подключены к FIFO. В таком модуле все входные сигналы преобразуются одновременно. Реальная частота дискретизации зависит также от типа слота ЭВМ, под который изготовлен модуль. Слот ISA существенно снижает частоту дискретизации. Кроме того, частота дискретизации зависит от операционной системы, под управлением которой находится модуль.

Для оценки влияния этих факторов рассмотрим несколько примеров. АЦП с частотой дискретизации 500 кГц (схема 1, б) под управлением DOS через слот ISA обеспечивает преобразование 140 кГц на канал, а под управлением Windows – лишь 7 кГц на канал при тактовой частоте процессора 100 МГц. Тот же АЦП в схеме (рис. 1, в) под управлением Windows обеспечивает 500 кГц на канал в одноканальном варианте. В многоканальном режиме требуется задержка $\tau_k \approx 2$ мкс, в результате чего $T_d = 4$ мкс, а быстродействие снижается до 250 кГц на канал и для пятиканальной реализации частота обращения к каждому каналу составит 50 кГц. Такой же АЦП при тех же условиях в схеме (рис. 1, г) обеспечит частоту опроса восьми каналов с частотой 500 кГц.

В соответствии с изложенными принципами на базе ПК типа «Pentium III» и модуля АВ SDI-AD12-128HL (слот ISA) была синтезирована АСИД. Период дискретизации $T_d = 4$ мкс. Датчики ВМТ и УПКВ – оптоэлектронные типа ВЕ-178А, датчики давления в цилиндре и системе топливоподачи – тензорезистивные собственного изготовления, датчики давления в системах – МРХ-500 фирмы Motorola.

Пакет программного обеспечения (PPTest 1.1) построен по модульному принципу и работает под управлением ОС Windows 95/98.

Первый модуль ПО представляет собой многооконное приложение, где в отдельных окнах можно создавать или открывать сохраненные файлы записей. Интерфейс пользователя представлен Windows-панелями инструментов и главным меню программы (рис. 2, а).

Приложение позволяет записывать одновременно информацию с датчиков количеством до 16-ти, син-

хронно выводить графики на экран. Полученные изображения сигналов можно масштабировать по амплитуде и времени, сдвигать относительно нулевого значения уровня, измерять интервалы времени.

При наличии среди записанных стробирующего сигнала программа позволяет разбить запись на такты с учетом формы стробирующего сигнала, например по фронту прямоугольного импульса или по спаду, что дает возможность синхронизировать записи по

углу поворота коленчатого вала.

Данные можно сохранить в формате, позволяющем обрабатывать их с помощью других приложений, таких, как Matlab, Mathcad, Excel. При сохранении к записи добавляются вспомогательная и текстовая информации описания, позволяющие легко заполнить систематизированную базу данных сигналов.

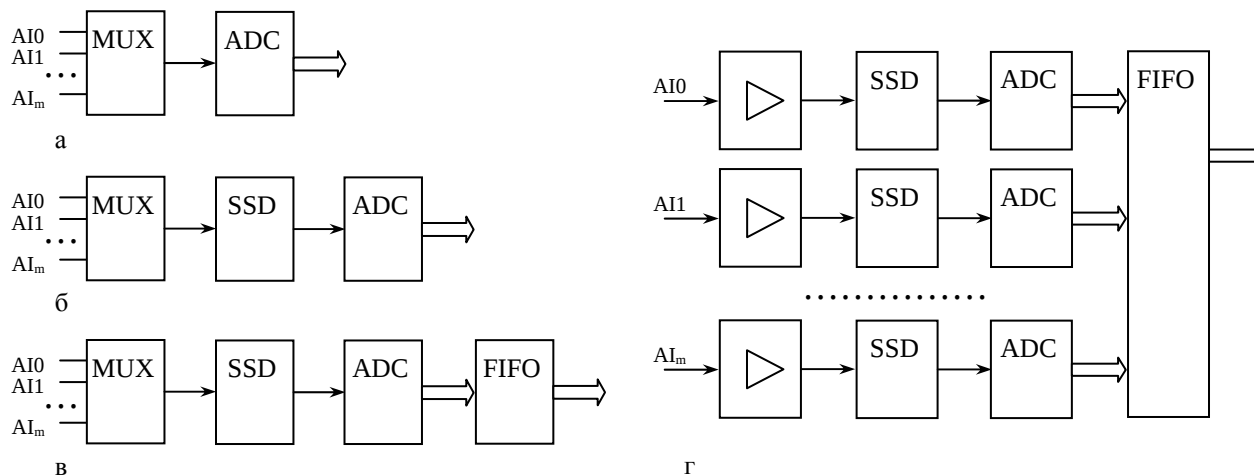
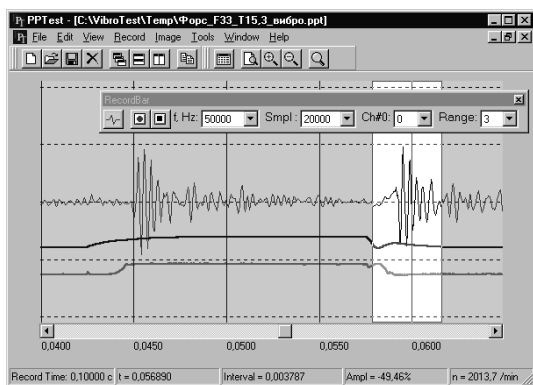
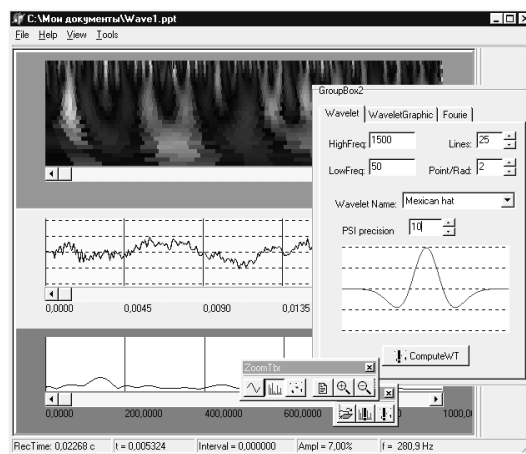


Рис. 1. Структурные схемы модулей аналогового ввода



а



б

Рис. 2. Вид экрана в приложениях программного обеспечения

а - модуль 1, многоканальный режим записи сигналов,

б - модуль 2, режим обработки и анализа данных – вейвлет - преобразование

Второй модуль – система математической обработки данных. Он позволяет наряду с возможностями первого приложения производить спектральный анализ сигнала и его вейвлет - преобразование.

Спектральное и вейвлет- преобразования могут применяться к любому участку сигнала. Набор опций позволяет настроить характеристики вычислений, такие, как диапазон анализируемых частот, точность,

вид вейвлета и свойства его графического отображения. Для удобства пользователя количество, положение и размер окон регулируются.

Обработанные сигналы классифицируются и сохраняются в базе данных.

Последующие модули ориентированы на вычисление характеристик тепловыделения, тепловых потоков и др.

Перспективы дальнейших исследований. Дальнейшие исследования должны быть направлены на разработку методов и алгоритмов моделирования процессов ДВС в структурах АСИД.

Выводы. Предложенный подход позволяет в кратчайшие сроки синтезировать АСИД с заданными характеристиками и эффективно решать задачи модернизации и диагностирования двигателей отечественного производства.

Литература

1. Разработка научных основ управления эколого-экономическими показателями автотранспортного дизеля / А.П. Кудряш, А.П. Марченко, Н.К. Рязанцев, А.П. Строков, А.Ф. Шеховцов // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2001, № 1. – С. 10–64.

2. Никитин Е.А., Станиславский Л.В., Улановский Э.А. Диагностирование дизелей. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.

3. Пойда А.Н. Основные принципы индизирования двигателей дискретными устройствами // Двигателестроение. – 1982. – № 8. – С. 24 – 28.

4. Пойда А.Н. Формирование импульсов углового положения коленчатого вала по методу программируемой маски // Двигатели внутр. сгоран.: Межведомств. сб. – 1984. – Вып. 39. – С. 83 – 87. (ХПИ).

5. Пойда А.Н., Смолин Ю.А., Сухопаров С.С. Основные принципы статистической обработки индикаторных диаграмм с помощью цифровых комплексов // Двигатели внутр.сгоран.: Межведомств. сб. – 1985. – Вып. 42. – С. 23 – 28. (ХПИ).

6. Пойда А.Н., Смолин Ю.А., Стаистическое исследование температурных волн на огневой поверхности крышки цилиндра судового дизеля // Двигатели внутр.сгоран.: Межведомств. сб. – 1986. – Вып. 43. – С. 23 – 28.

7. Пойда А.Н. Оценка влияния и нормирование смещения отметки верхней мёртвой точки // Двигатели внутр.сгоран.: Вестник ХПИ. – Харьков: ХПИ. – 1993. – № 10. – С. 111 – 120.

8. Пойда А.Н. Кибернетизация анализа внутрицилиндровых процессов на основе персональных ЭВМ // Тез. докл.: 7-ой Междунар. симп. «Моторсимпо - 90». – Чехословакия, Высокие Татры. – 1990. – Ч. 3. – С. 107 – 113.

9. Панфилов Д.И., Иванов В.С. Датчики фирмы Motorola. – М.: ДОДЕКА, 2000. – 96 с.

10. Информационные листы и каталоги фирм: AVL, Honnewel, NuDAQ, Fastwel, saturn, Nagano.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: канд. техн. наук, доц. каф. ДВС В.Т. Коваленко, НТУ «ХПИ», г. Харьков; д-р техн. наук, зав. каф. ДВС, профессор Ф.И. Абрамчук, ХНАДУ, г. Харьков.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ИНТЕЛЛЕКТУАЛИЗАЦИИ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДВС

П.Я. Перерва, канд. тех. наук, зам. нач. отдела,

А.Ф. Доровской, нач. отдела,

Казенное предприятие "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению",

Д.Ю. Бородин, канд. техн. наук, доцент,

Харьковская государственная академия железнодорожного транспорта, г. Харьков,

А.В. Хоминич, аспирант,

Институт проблем математических машин и систем НАН Украины, г. Киев, Украина

Рост возможностей технических средств автоматизированных систем оценки технического состояния (ТС) ДВС, его диагноза и прогнозирования предъявляет повышенное требование к их надежности. Потому актуальной становится задача совершенствования технического обеспечения работы эксперта в целях своевременного выявления ухудшения ТС системы автоматизированного диагностирования (ТС САД).

Использование компьютеризованных средств [2] позволяет на количественном уровне контролировать ТС ДВС, не допуская критического снижения работоспособности ДВС. При этом очень важно автоматизированное распознавание ранних стадий нарушений ТС ДВС. Применение алгоритмов идентификации требует представления ТС в виде множества количественных параметров. Под оценкой ТС понимается заранее описанный класс, к которому оно отнесено в результате идентификации (например, экспертный диагноз), при котором известна процедура коррекции ТС.

Принципиальной сложностью построения диагностических процедур САД, ориентированных на распознавание начальных форм нарушения ТС, является их нечеткость, размытость.

Нечеткость зачастую выражается в невыраженности нарушения ТС, их транзитном и обратимом характере, в постепенном ухудшении ТС.

Это затрудняет определение степени принадлежности текущего ТС к альтернативному классу и принятие решения согласно ранговому порядку, в котором автоматизированная система выстроила альтернативы. При использовании нечетких множеств вместо лингвистических суждений вводится количественная мера, отражающая степень этого соответствия [1].

Мера этого соответствия задается функцией принадлежности (ФП) текущего ТС каждому альтернативному классу ТС. ФП - это непрерывная функция, принимающая множество значений от 0 до 1 („0” - текущее ТС полностью не соответствует данному классу, „1” - полностью соответствует) в зависимости от значений параметров ТС, трактуемых как лингвистические переменные (ЛП). ЛП представляет собой упорядоченную совокупность:

$$\langle A, T = [\beta, \gamma, M = \{ \langle \mu_i(x)/x \rangle \}], x \rangle,$$

где A - имя лингвистической переменной;

T - множество значений ЛП (терм. – множеств);

β - имя нечеткой переменной;

γ - базовая шкала нечеткой переменной;

M - ФП нечеткой переменной;

μ_i - значение ФП;

X - базовая шкала ЛП.

Целесообразно в системах диагностирования ДВС представлять ФП терма в виде нечеткого числа L-R типа:

$$LR = \{\alpha, \beta, \gamma\},$$

где β (центр) - координата точки в которой ФП=1;

α (левая граница) - координата (слева от β точки), в которой ФП=0;

γ (правая граница) - координата (справа от β точки), в которой ФП=0.

Отметим, что крайние точки понимаются как границы вариации параметров, а средняя точка, в которой ФП=1, понимается как мода параметра, соответствующая данному терму.

Построенные ФП всех термов ФП хранятся в базе данных в виде трех реперных точек, по которым они восстанавливаются.

Вычисленные значения ФП каждого параметра ТС по каждому терму из терм множества ЛП, соответствующей параметру ТС, можно представлять как веса альтернативных диагнозов. А сами параметры ТС являются показателями, определяющими вес каждой альтернативы. Таким образом, формируются веса альтернатив по каждому параметру ТС. Проблема выбора наиболее предпочтительной альтернативы относится к задачам обработки информации, полученной от группы экспертов. Поиск результирующих ранжирований альтернатив проводится как простое большинство либо с использования метода Парето и других методов поиска групповых ранжирований. Формируется n (n - число параметров ТС ДВС) векторов значений весов альтернатив по каждому параметру:

$$W_i = \{W_{i,j}\}, i=1,n, j=1,m,$$

где m - число альтернатив.

Для построения ФП термов ФП используются результаты диагностирования ДВС. Однако, ввиду недостаточного большого объема выборки и сложности в измерениях газодинамических параметров, построенные гистограммы обсуждались с экспертами для их корректировки. Сложность состоит в отсутствии однозначных границ между понятиями, которые бы соответствовали термам.

Таким образом, интеллектуализация автоматизированной системы диагностирования ДВС должна включать в свой состав, по крайней мере, такие подсистемы:

- измерительную,
- вычисление векторов значений ФП термов по каждому измеряемому параметру,
- ранжирование альтернатив.

Литература

1. Нечеткие множества и теория возможностей. Последние достижения / Пер. с англ.: Под ред. Р.Р. Ягеля.- М.: Радио и связь.- 1986.- 406 с.
2. www.rational.com/ Эффективная разработка программного обеспечения с использованием Rational Rose Enterprise.

Поступила в редакцию 03.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор А.П. Кудряш, КП ХКБД, г. Харьков; канд. техн. наук, нач. отдела П.Е. Куницын, КП ХКБД, г. Харьков.

КОМПЛЕКС ПРОГРАММНО-МЕТОДИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДЛЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО МОНИТОРИНГА ВЫРАБОТКИ РЕСУРСА ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ Д-18Т

Д.Ф. Симбирский, д-р техн. наук, профессор, А.В. Олейник, канд. техн. наук, доц., А.В. Филиев, канд. техн. наук, доц.,

Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», Харьков, Украина

В.И. Колесников, канд техн. наук, главный конструктор, А.В. Шереметьев, канд. техн. наук, нач. отдела,

В.В. Грищенко, ведущий инженер,

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

1. Постановка задачи.

1.1. В настоящее время газотурбинные двигатели (ГТД) транспортной авиации оснащаются оперативными бортовыми или наземными цифровыми автоматизированными системами диагностики технического состояния. В их состав входят системы эксплуатационного мониторинга (учета) выработки ресурсов (МВР) контролируемых основных деталей (КД) двигателя. Наиболее известны бортовые и наземные системы МВР фирм Пратт-Уитни и Дженерал Электрик (США), «Анализ-86» НПО «Труд» и «Диагноз-90» АО «Пермские моторы» (Россия) и ряд других. Предполагается, что МВР должен быть положен в основу эксплуатации двигателей по техническому состоянию, позволяя повышать безопасность полетов, устанавливать индивидуальные межремонтные сроки и уменьшать эксплуатационные расходы. Это особо важно при эксплуатации двигателя в различных географических регионах и с различными целями, то есть с различной интенсивностью выработки ресурсов.

1.2. Однако, как показали наши исследования, достоверность результатов, а следовательно, эффективность и целесообразность использования систем МВР существенным образом зависят от точности входящих в них алгоритмов мониторинга температурного и напряженного состояний (ТС и НС) КД. Так, в работе [1] показано, что при реальных для известных алгоритмов мониторинга НС погрешностях на переходных режимах в 15-20% величины повреждаемостей в текущих полетных циклах, а следовательно, выработка ресурса КД по малоцикловой усталости (МЦУ)

определяются с ошибками в 20 - 40 раз.

1.3. В связи с этим НАКУ «ХАИ» совместно с ЗМКБ «Прогресс» проведены исследования, разработка и практическое внедрение (в форме программных комплексов) системы МВР с алгоритмами мониторинга ТС и НС повышенной точности [2 - 4]. В ней погрешности мониторинга (по сравнению с расчетами по моделям верхнего уровня) не превышали значений: по ТС – 0,1% и 3,5%, по НС – 1,8% и 4,23% на установившихся и переходных режимах соответственно. Это, по нашим приближенным оценкам, позволяет определять коэффициенты $\eta_{N_i} = P_{N_i} / P_{N_{опц}}$ и $\eta_{\tau_i} = P_{\tau_i} / P_{\tau_{опц}}$ соответствия текущего i -го полетного цикла (ПЦ) и обобщенного полетного цикла (ОПЦ) двигателя по критериям МЦУ (η_{N_i}) и длительной прочности (η_{τ_i}) с погрешностями в пределах до 6-15% (здесь P_{N_i} , $P_{N_{опц}}$ и P_{τ_i} , $P_{\tau_{опц}}$ - повреждаемости по МЦУ и длительной прочности (ДП) соответственно в i -м ПЦ и ОПЦ).

При известных значениях $P_{\tau_{опц}}$ и $P_{N_{опц}}$, рассчитанных по заданному ОПЦ, выработки назначенных ресурсов детали $\tau_{выр}$ и $N_{выр}$ в часах и количестве ОПЦ определяются по формулам

$$\tau_{выр} = \sum_{i=1}^n \eta_{\tau_i} \cdot \tau_{опц}, \quad (1)$$

$$N_{выр} = \sum_{i=1}^n \eta_{N_i}, \quad (2)$$

где n – количество выполненных ПЦ, а $\tau_{опц}$ – длительность ОПЦ. Тогда приведенные выше значения

погрешностей мониторинга ТС и НС могут быть приняты в качестве приближенной оценки погрешностей этой системы МВР в целом. Выполненные в [4] оценочные расчеты показали, что погрешности систем МВР с распространенными упрощенными алгоритмами мониторинга ТС и НС примерно на 0,5-1,5 порядка выше.

1.4. В настоящей статье приводятся основные результаты дальнейшего совершенствования алгоритмов мониторинга ТС и НС. Они реализованы в программном комплексе (ПК) «Ресурс-18Т», предназначенном для мониторинга выработки и прогнозирования остатка назначенного ресурса двухконтурного ТРД Д-18Т по штатно регистрируемым параметрам в процессе его эксплуатации на самолете АН-124 («Руслан»). Кроме того, ПК используется для экспресс-расчетов выработки ресурсов КД при различных предполагаемых вариантах ПЦ и условий эксплуатации двигателя. Структура ПК, в основном соответствующая реализованной в работах [2 - 4], приведена на рис. 1.

2. Основные данные ПК «Ресурс-18Т».

2.1. ПК может применяться в двух модификациях: для работы на борту в темпе реального времени и для наземной обработки полетной информации. В последнем случае регистрируемые параметры и сигналы двигателя первично обрабатываются и сохраняются в ПК «Диагностика», разработанном в НАКУ «ХАИ» под руководством С.В. Епифанова.

В состав КД были включены лопатка вентилятора, диски компрессоров среднего и высокого давлений, диски турбин высокого давления и вентилятора, а также отдельные валы. Исходными данными для расчетов служат значения штатно регистрируемых параметров двигателя, приведенные на рис. 1 в общепринятых обозначениях, а также сигналы «Запуск двигателя», «Стационарный режим» и «Останов двигателя». Выработка ресурса КД рассчитывается непрерывно в накопительном режиме.

ПК после каждого своего включения и выполнения цикла вычислений выдает следующую текущую информацию: накопленные повреждения КД по ДП и

МЦУ, выработанный ресурс и остаток назначенного ресурса (в часах и количестве ОПЦ), а также любую информацию, имеющуюся в базе данных ПК (смотри ниже).

2.2. Основой для разработки ПК послужил цикл специальных исследований особенностей ТС и НС каждой КД, выполненный на соответствующих моделях верхнего уровня. По их результатам были решены следующие задачи:

- выделение основных факторов механического и температурного нагружения КД: вращение, газодинамические и газостатические воздействия, силовые воздействия смежных деталей (в частности, закрытие или возникновение зазоров), конвективный и кондуктивный теплообмены КД с потоками рабочего тела, охлаждающего воздуха и с деталями узла;

- выделение параметров нагружения КД в соответствии с перечисленными выше факторами нагружения, а также построение зависимостей для вычисления их по величинам параметров газозвоздушного тракта (ГВТ) двигателя;

- выбор базового установившегося режима и определение положения критических точек КД на этом, а также на других установившихся и переходных режимах;

- выделение величин составляющих НС по основным факторам нагружения на выбранном базовом установившемся режиме;

- исследования влияния температурного поля узла на НС КД из-за различий в теплопроводности $\lambda(t)$ и коэффициентах температурного расширения $\alpha(t)$ материалов деталей узла, а также зависимостей их модулей упругости $E(t)$ от температур t ;

- получение для каждой КД переходных характеристик по ТС и НС, необходимых для разработки алгоритмов мониторинга на переходных режимах.

Проведенный анализ показал необходимость при мониторинге ТС и НС рассматривать КД в составе соответствующих узлов (за исключением лопатки вентилятора). Это обстоятельство существенно усложнило поставленные задачи по сравнению с аналогичными, рассмотренными в работах [2 - 4].

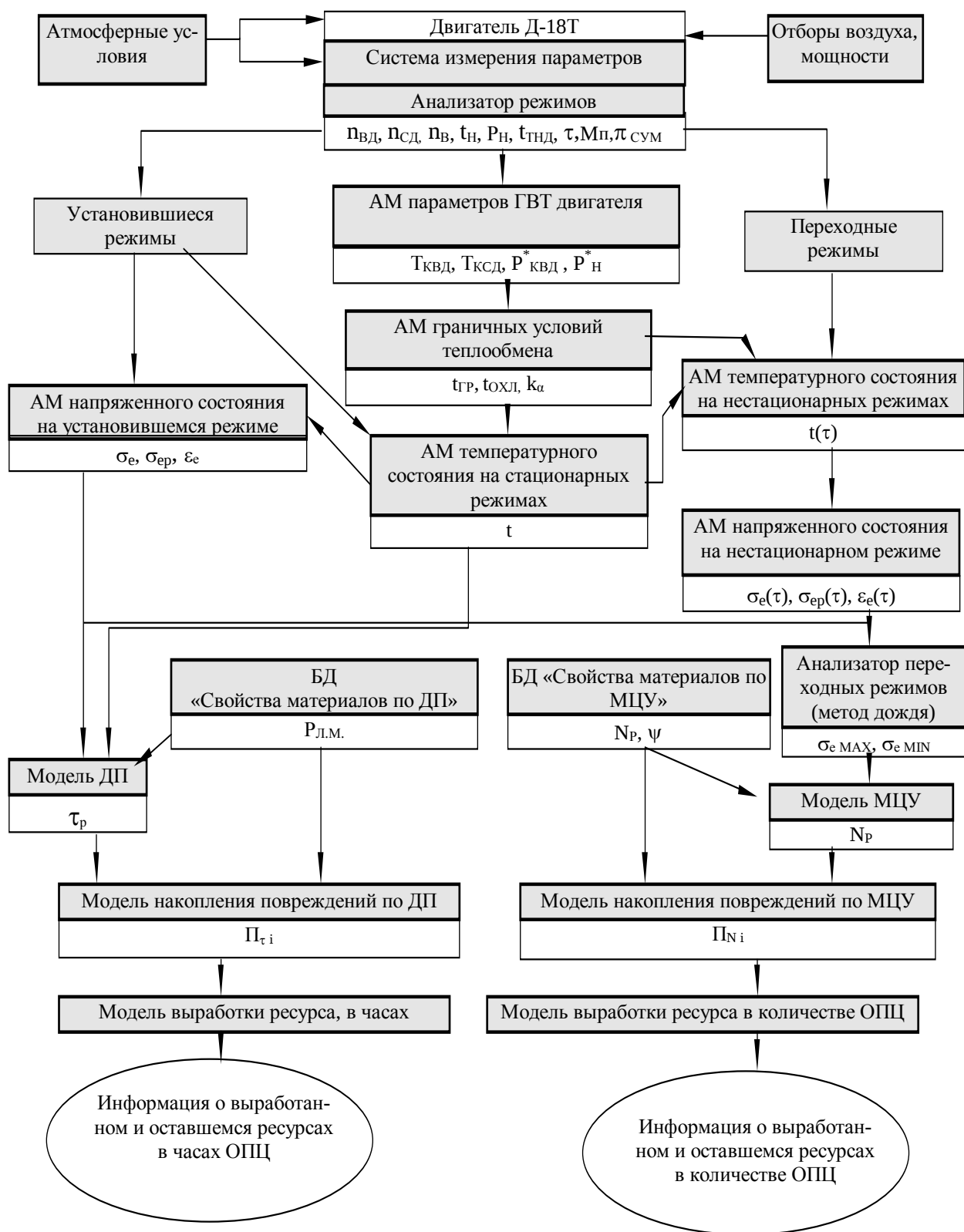


Рис. 1. Структура программного комплекса «Ресурс – 18Т»

2.3. ПК включает в себя следующие основные:

- блок мониторинга нерегистрируемых параметров ГВТ двигателя, необходимых для определения параметров нагружения КД;
- блок мониторинга параметров нагружения КД;
- блок мониторинга локальных граничных условий 3-го рода на поверхностях КД;
- блоки мониторинга ТС и НС КД на установившихся и переходных режимах;
- анализатор НС на переходных режимах (модифицированный «метод дождя»);
- модели ДП и МЦУ, накопления повреждаемости и выработки ресурсов КД.

3. Алгоритмы мониторинга ТС и НС.

При разработке ПК «Ресурс-18Т» основные изменения были внесены в алгоритмы мониторинга ТС и НС в целях повышения их точности путем учета дополнительных факторов температурного и механического нагружения КД.

3.1. При мониторинге НС КД на установившихся режимах вычисляются:

- компоненты тензора напряжений (далее напряжения) в критической точке КД от действия факторов механического нагружения;
- напряжения от действия факторов температурного нагружения (температурные напряжения);
- суммарные напряжения (с учетом концентрации напряжений);
- эквивалентное упругое напряжение;
- эквивалентное упругопластическое напряжение.

В основу этих алгоритмов мониторинга положены принципы:

- суперпозиции упругих напряжений, создаваемых разными факторами, в одинаковых полях температур;
- пропорциональности напряжений и параметров нагружения в постоянном поле температур;
- подобия температурных полей на различных режимах;
- подобия перераспределения напряжений из-за зависимости модуля упругости $E(t)$ от температуры в условиях подобия полей температур.

3.2. Основное внимание было уделено алгоритмам

мониторинга температурных напряжений в КД, которые были выражены через некоторое безразмерное напряжение $\dot{S}$, являющееся функциями предложенных режимных параметров [5]. Для КД со значительной долей температурных напряжений (диски, валы и др.) был предложен алгоритм мониторинга, погрешность которого не превышала 1% (0,6 МПа в наших расчетах) во всем диапазоне режимов двигателя. Его разработка заключалась в проведении для каждой компоненты тензора температурных напряжений структурной идентификации алгоритма (определении наилучшего набора из трех режимных параметров) и последующей его параметрической идентификации (определении коэффициентов полиномиальных аппроксимаций режимных параметров).

3.3. Задачами мониторинга ТС деталей являются вычисления на различных режимах работы двигателя:

- а) температур t в критических точках контролируемых деталей;
- б) характерных температур для учета зависимости коэффициента теплопроводности $\lambda(t)$ от температуры;
- в) эквивалентных температур t_e для учета зависимости модуля упругости $E(t)$ от температуры при расчетах напряжений от факторов механического нагружения;
- г) первой и второй эффективных температур t_1 и t_2 для учета температурной зависимости модуля упругости $E(t)$ и коэффициента температурного расширения $\alpha(t)$ при расчетах температурных напряжений.

Был предложен комплекс оригинальных алгоритмов мониторинга ТС, разрешающий поставленные задачи [6, 7]. Проведенные исследования показали, что в целом их погрешности (по сравнению с конечно-элементными расчетами по моделям верхнего уровня) во всем диапазоне реальных режимов работы двигателя не превышают 0,2%.

3.4. При мониторинге ТС и НС на переходных режимах были существенно развиты предложенные ранее алгоритмы, основанные на использовании методов теории пространства состояний [8].

4. Программная реализация ПК.

4.1. Приведенные выше алгоритмы МВР были

программно реализованы в виде автономного консольного приложения с использованием алгоритмического языка C++. Расчет вырабатываемого КД ресурса заключается в однократном вызове приложения на исполнение. Последующая визуализация результатов, а также их протоколирование являются задачей **оболочки**, реализующей интерфейс ПК с пользователем.

Исходный код приложения имеет блочную структуру. В первом блоке осуществляется инициализация параметров, необходимых для работы алгоритма (параметры базовых режимов, ТС и НС деталей на базовых режимах, свойства материалов и др.). Данные считываются из текстового файла, который должен храниться в папке инсталляции ПК.

В следующем блоке по значениям регистрируемых параметров двигателя вычисляются нерегистрируемые параметры, а также давление на входе с учетом скорости полета.

Далее в соответствующих блоках рассчитываются параметры механического и температурного нагружений каждой КД, их ТС и НС на установившихся и переходных режимах. При этом все алгоритмы носят унифицированный характер, что позволяет использовать универсальный программный код. В случае превышения напряжениями пределов текучести материалов проводится учет пластичности с помощью гиперболы Нейбера.

В следующих блоках по формулам (1) и (2) для каждой КД рассчитываются выработки назначенных ресурсов $\tau_{\text{выр}}$ и $N_{\text{выр}}$ в часах и циклах ОПЦ. В последнем блоке сохраняется полученная информация, необходимая для использования в следующем цикле расчетов.

4.2. Интерфейсное приложение (оболочка) ПК предлагает пользователю подготовить исходные данные, запускает расчетный модуль, выводит результаты расчетов в упорядоченном табличном виде, а также в виде графиков. Предусмотрена возможность визуализации практически всех результатов, а также задания перечня и порядка следования графиков и параметров, представляемых в табличном виде, масштаба, размеров, цвета и др.

Главное окно интерфейсного приложения состоит из рамки приложения, главного меню, панели инструментов, плавающих панелей «параметры» и «режимы», окна визуализации результатов в табличном и графическом видах, статусной строки. Предусмотрена возможность изменения положений как главного окна, так и плавающих панелей в зависимости от потребности пользователя.

Информация главного окна разбита на порции (каналы). В каждый канал может быть выведен неограниченный набор параметров в любой комбинации. Полный перечень параметров, оперируемых ПК, следующий: регистрируемые параметры, нерегистрируемые параметры, температуры, напряжения и деформации в критических точках всех КД (напряжения выводятся как покомпонентные, так и эквивалентные, условно-упругие и упругопластические), повреждаемости P_{T_i} и P_{N_i} , а также выработанный ресурс всех КД в часах и циклах.

Установка ПК на компьютер пользователя, а также работа с ним детально описаны в справочной системе, поставляемой вместе с ПК.

5. Тестирование и оценка погрешностей ПК.

5.1. Тестирование ПК заключалось в выполнении контроля правильности информационного обмена и представления конечных результатов МВР.

Тестирование было проведено для таких режимов работы двигателя, как установившийся взлетный, нормальный взлетный, экстремальный ПЦ, нормативный ОПЦ, реальные ПЦ по результатам обработки данных бортового регистратора самолета АН-124. Результаты тестирования подтвердили правильность информационного обмена во всех блоках алгоритма ПК и представления результатов мониторинга.

5.2. Оценки погрешностей алгоритмов мониторинга ТС и НС выполнялись как в автономных исследованиях, так и в процессе тестирования ПК. (Под погрешностями везде в настоящем изложении понимаются отличия результатов мониторинга и результатов аналогичных расчетов по моделям верхнего уровня).

В качестве предварительных оценок предельных погрешностей мониторинга были приняты значения:

- ТС на установившихся режимах: 0.2...0.4%;
- ТС на неуставившихся режимах: менее 2.5%;
- НС на установившихся режимах: менее 1.5%;
- по НС на неуставившихся режимах: менее 3%.

5.3. Для количественных оценок погрешностей МВР была применена методика [1] с использованием приведенных выше значений предельных погрешностей мониторинга ТС и НС.

Кроме того, указанные оценки были также проведены для типовых КД авиационного ГТД [4] при аналогичных условиях. Был выполнен детальный количественный анализ погрешностей определения коэффициента соответствия η_{Ni} с учетом всех систематических и случайных составляющих применительно к диску и рабочей лопатке ТВД двигателя. В частности, для ряда установившихся режимов и тестового переходного режима «Малый газ – Взлетный» было определено, что относительная погрешность определения η_{Ni} по предлагаемой методике не превышает 6%, а по известным методикам достигает 46...50%. Для установившихся режимов двигателя Д-18Т аналогичные расчеты показали, что относительная погрешность определения η_{Ni} по предложенной методике на всех режимах и различных КД не превышает 5%.

Эти оценки могут быть приняты в качестве предварительных. В дальнейшем предполагается их развитие и уточнение в процессе практического внедрения ПК «Ресурс-18Т».

Литература

1. Симбирский Д.Ф., Филяев В.А., Шереметьев А.В. Требования к точности мониторинга температурного и напряженного состояний деталей ГТД в системах учета выработки их ресурса // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. Держ. аерокосм. ун-т.*– Харків: ХАИ, 2002.– Вип. 34.– С. 130-132.
2. Система учета выработки ресурса турбовально-го привода газоперекачивающего агрегата / Д.Ф. Симбирский, А.В. Олейник, В.А. Филяев, С.В. Епифанов, Ф.М. Муравченко, А.В. Шереметьев, В.И. Колесников // *Авиационно-космическая техника*

и технология: Сб.науч. тр.– Харьков: ХАИ, 1998.– Вип. 5.– С. 343-347.

3. Комплекс программно-методических средств для учета выработки ресурса авиационного ГТД в системах диагностической обработки информации / Д.Ф. Симбирский, А.В. Олейник, В.А. Филяев, Ф.М. Муравченко, В.И. Колесников, А.В. Шереметьев, В.В. Грищенко // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.*– Харьков: ХАИ, 2002.– Вип. 26.– С. 163-166.

4. Филяев В.А. Мониторинг температурного и напряженного состояний деталей авиационных ГТД в системах учета выработки их ресурса. Дис... канд.техн.наук: 05.07.05.– Харьков, 2002.– 193 с.

5. Олейник А.В., Шимановская Н.А. Выбор алгоритмов мониторинга температурных напряжений в деталях на установившихся режимах для учета выработки ресурса газотурбинного двигателя / *Авіаційно-космічна техніка і технологія.*– Харків: ХАИ, 2003 (в печати).

6. Олейник А.В., Крикунов Д.В., Шимановская Н.А. Модели температурного состояния деталей на установившихся режимах для систем учета выработки ресурса газотурбинных двигателей // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.*– Харків, 2002.– Вип. 34.– С. 133–135.

7. Олейник А.В., Шимановская Н.А. Выбор алгоритмов мониторинга температуры деталей на установившихся режимах для учета выработки ресурса газотурбинного двигателя / *Авіаційно-космічна техніка і технологія.*– Харків: ХАИ, 2003 (в печати).

8. Модель термонапряженного состояния диска турбины на основе его переходных характеристик / А.В. Олейник, Д.Ф. Симбирский, В.А. Филяев, Д.В. Крикунов // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.*– Харьков: ХАИ, 2000.– Вип. 19.– С. 228-235.

Поступила в редакцию 05.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Ю.С. Воробьев, ИПМАШ НАНУ, г. Харьков; д-р техн. наук, профессор В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», г. Харьков.

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ МОДЕРНИЗАЦИИ БОРТОВОЙ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ БСКД-90 АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ ПС-90А

Ю.А. Трубников, канд. техн. наук, А.Л. Полянин, канд. техн. наук, В.Л. Ступников, канд. техн. наук,

А.С. Данилович, Т.И. Давыдова, ОАО "Авиадвигатель", г. Пермь,

Е.Ф. Фурмаков, д-р техн. наук, Н.В. Поливанов, ОАО "Техприбор", г. Санкт-Петербург, Россия

Общая постановка проблемы и её связь с научно-практическими задачами

Характерными особенностями современных авиационных газотурбинных двигателей, таких как ПС-90А, является сложность конструкции, широкое применение электронных систем регулирования и контроля для достижения требуемых характеристик. При этом к современным двигателям предъявляются высокие требования по их ресурсу, надежности, безопасности полетов и экономичности при минимальной трудоемкости обслуживания.

В этих условиях и при высокой стоимости авиационных двигателей эффективность их эксплуатации с одновременным выполнением требований безопасности полетов определяется не только их конструктивным совершенством, но и во многом может быть обеспечена за счет постоянного, надежного и эффективного контроля и диагностирования технического состояния. Создание и внедрение комплексных бортовых систем контроля вместе с другими средствами диагностики в условиях повышения интенсивности полетов обеспечивая получение обширных фактических данных о работе силовой установки:

- а) повышает глубину контроля, надежность двигателя и безопасность полетов;
- б) сокращает время подготовки к повторному вылету;
- в) улучшает ремонтпригодность и уменьшает расходы на техническое обслуживание;
- г) снижает число необоснованных съёмов двигателей и выключений двигателей в полете;
- д) облегчает поиск и устранение неисправностей в транзитном и базовых аэропортах;

е) позволяет обеспечить максимально возможные ресурсы двигателей и в конечном итоге позволяет перейти к обслуживанию двигателей в эксплуатации по техническому состоянию.

Анализ показателей ресурса и надежности

Бортовая система контроля БСКД-90 двигателя ПС-90А разработана ОАО "Техприбор" (г. Санкт-Петербург) в 80-х годах, сертифицирована и внедрена в типовую конструкции двигателя ПС-90А. За время эксплуатации двигателя ПС-90А в авиакомпаниях "Аэрофлот", "Домодедовские авиалинии" и других на самолетах Ил-96-300, Ту-204, Ту-214, Ил-76МФ достигнуты высокие ресурсные показатели двигателя, соответствующие мировому уровню. Годовой налет двигателей ПС-90А в эксплуатации в настоящее время составляет 120...130 тысяч часов, непрерывная наработка двигателей ПС-90А без съёма с крыла достигла 7800 часов, а суммарная наработка лидеров двигателей составляет более 15000 часов.

Однако опыт эксплуатации двигателя ПС-90А выявил ряд существенных недостатков бортовой системы контроля БСКД-90А, связанных в первую очередь с низкой надежностью основных блоков системы: БППД2-1 (на двигателе), ЦВМ80-401 (на борту самолета), блока следящего контроля вибрации БЭ-45.

На рис. 1. представлены показатели надежности основного блока преобразования системы БППД2-1, расположенного на двигателе, за последние годы эксплуатации. Данные показатели не могут удовлетворять эксплуатирующие организации, так как значительно увеличивают стоимость жизненного цикла блока за счет замен, ремонтов, поддержания ЗИП, обменного фонда.

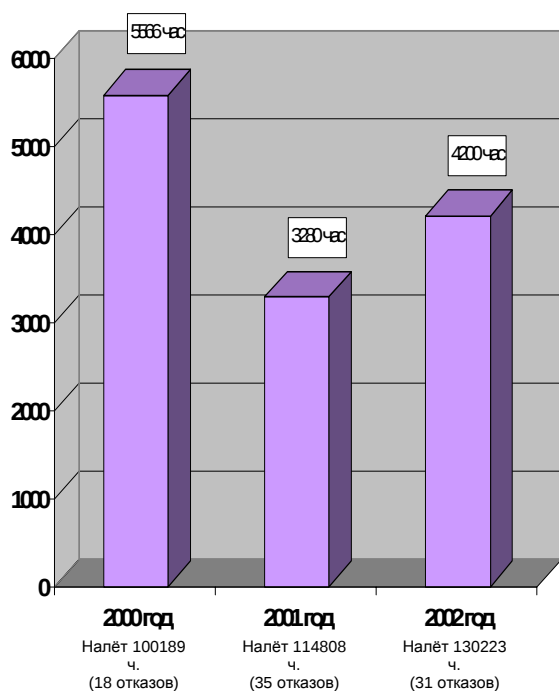


Рис. 1. Показатели надежности БППД2-1

Результаты исследования отказавших блоков БППД2-1 за последние годы эксплуатации, причины и структура отказов представлены на рис. 2



Рис. 2. Структура отказов БППД2-1

Из представленных диаграмм следует, что основной причиной дефектов блоков БППД2-1, а также других блоков системы БСКД-90 являются отказы комплектующей элементной базы (от 30 до 50%). Значительную часть (от 19 до 34%) составляют неподтвержденные дефекты блоков при их исследовании на предприятии-изготовителе ОАО "Техприбор".

Применение в блоках БППД2-1 устаревшей элементной базы 80-х годов, в частности, микропроцессорного комплекта 588-й серии, не позволяет в его существующей конструкции кардинально увеличить показатели надежности, кроме того невысокая степень интеграции элементной базы в блоке БППД2-1 относительно современного уровня приводит к боль-

шому числу элементов и электронных плат в блоке, коммутационных элементов, внутривыховых связей и электрических соединителей, что при воздействии вибрации и температуры на блок снижает его надежность, а также увеличивает его потребляемую мощность и требует принудительного охлаждения блока.

Одной из причин большого количества не подтвердившихся в лабораторных условиях дефектов блоков БППД2-1 является ненадежное контактирование в слаботочных байонетных электрических соединителях типа СНЦ в условиях работы на двигателе при воздействии вибраций и температур. Статистика дефектов всех датчиков и агрегатов двигателя ПС-90А показывает, что около 30% всех дефектов связано с ненадежным контактированием в электрических соединителях типа СНЦ.

Следует отметить также недостаточный ресурс существующих блоков БСКД-90, который для двигательных блоков составляет 10 000 часов, для самолетных блоков – 15 000 часов

Цель внедряемых мероприятий

Повышение надежности и ресурса блоков системы БСКД-90.

Результаты внедрения мероприятий

Проведена модернизация и разработаны следующие блоки БСКД-90:

а) БППД2-1М версии V8.1 (вместо БППД2-1 версии V4.1);

б) ЦВМ80-401М версии V8.1 (вместо ЦВМ80-401 версий V4.1, V4.3, V7.2);

в) датчик массового расхода топлива ДРТ5-3М вместо ДРТ5-3Б.

Данные агрегаты в 2001...2003 годы прошли полный объем лабораторных (в том числе межведомственных), стендовых и летных испытаний, в 2003 году сертифицированы в АР МАК с получением Свидетельства годности на комплектующие изделия категории "А" и введены в типовую конструкцию системы БСКД-90 и двигателя ПС-90А. С мая 2003 года модернизированными блоками БППД2-1М и датчиками ДРТ5-3М комплектуются двигатели при изготовлении и ремонте на серийном предприятии ОАО "Пермский

моторный завод". В ближайшее время начнется внедрение ЦВМ80-401М на самолетах ИЛ-96-300, ТУ-204, ТУ-214.

В модернизированных блоках внедрены следующие мероприятия:

1. В блоках БППД2-1М и ЦВМ80-401М реализованы новые конструктивно-технологические и схемотехнические решения:

а) применение современной элементной базы высокой степени интеграции, в том числе зарубежной (микропроцессор и микроконтроллер фирмы INTEL, сигнальный процессор фирмы Analog Devices), что существенно снизило общее число элементов в блоке;

б) значительное сокращение аналоговых элементов и преобразователей, аналоговых внутриблочных связей, подверженных помехам, межмодульный обмен при этом осуществляется помехозащищенным кодом;

в) значительное сокращение количества электронных плат, внутриблочных соединений, исключены ненадежные коммутационные кросс-платы;

г) применение резьбовых герметичных электрических соединителей типа "DEUTSCH" 983 серии (Франция) с золочеными контактами, что повысит надежность контактирования электрических цепей.

2. В датчике массового расхода топлива ДРТ5-3М также применен электрический соединитель типа "DEUTSCH" 983 серии и расширен диапазон измерения расхода топлива – 180...7900 кг/ч (вместо 550...7200 кг/ч), что позволит:

а) обеспечить контроль и прямое регулирование расхода топлива на запуске двигателя;

б) обеспечить контроль расхода топлива на чрезвычайном режиме.

3. Внедрен контроль наличия стружки от магнитного сигнализатора новой конструкции в магистрали откачки от роликоподшипника ТВД, который имеет повышенную чувствительность, улавливаемость стружки возросла с 20...30 до 70...80%;

4. Уточнены функциональные алгоритмы контроля состояния двигателя:

а) контроля часового расхода масла в полете, контроля элементов реверсивного устройства, учета на-

работки двигателя;

б) контроля механизации двигателя для стыковки с алгоритмами управления РЭД 8-й серии;

в) обеспечен достоверный контроль двигателя на чрезвычайном режиме (исключены ложные сообщения и расширены диапазоны измерения параметров).

Эффективность внедренных мероприятий

Внедрение блока БППД2-1М на двигателе ПС-90А обеспечивает:

1) повышение показателей надежности блока (наработка на отказ увеличивается приблизительно в 3.5...5 раз – 15 000 часов вместо 3000...4000 часов);

2) повышение назначенного ресурса блока с 10 000 часов до 25 000 часов;

3) снижение потребляемой мощности в 3 раза (15 Вт вместо 45 Вт);

4) уменьшение массы в 1.3 раза (12 вместо 16 кг);

5) исключение принудительного охлаждения, что исключает дополнительный отбор воздуха от 13 – й ступени КВД и снижает вес двигателя.

Внедрение ЦВМ80-401М обеспечивает:

1) повышение наработки ЦВМ на отказ в 10 раз (250 000 часов вместо 25 000 часов);

2) повышение назначенного ресурса ЦВМ с 15 000 часов до 25 000 часов;

3) снижение потребляемой мощности в 2.5 раза (40 ВА вместо 100ВА);

4) снижение массы в 2.6 раза (3 вместо 8 кг);

5) исключение принудительного обдува воздухом.

Выводы. Мероприятия, реализованные при модернизации системы, повышают эффективность контроля технического состояния двигателя ПС-90А, эксплуатационную технологичность и надежность двигателя и БСКД, обеспечивают упрощение конструкции и снижение веса, снижают стоимость жизненного цикла двигателя ПС-90А и системы БСКД-90.

Поступила в редакцию 06.05.03

Рецензент: д-р техн. наук, профессор С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО РЕГИСТРАТОРА БОРТОВОЙ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ ПРИ ОПЕРАТИВНОМ И СПЕЦИАЛЬНОМ КОНТРОЛЕ ДВИГАТЕЛЕЙ Д-18Т

В.В. Карташов, канд. техн. наук,

Ю.А. Кузьмин, канд. техн. наук,

*Государственный научно-исследовательский институт эксплуатации и ремонта авиационной техники,
г. Люберцы, Россия*

Общая постановка проблемы и её связь с научно-практическими задачами. Согласно Федеральным авиационным правилам по организации объективного контроля диагностики авиационной техники (АТ) должна проводиться в рамках оперативного и специального контроля.

Оперативный контроль представляет собой проверку функционирования и работоспособности АТ, а также соблюдения условий безопасности полетов экипажем воздушного судна (ВС) для принятия решения о допуске ВС и экипажа ВС к полету.

Специальный контроль представляет собой углубленный контроль технического состояния АТ и выполнения экипажами ВС полетных заданий по данным бортовых средств объективного контроля.

Оперативный и специальный контроль функциональных систем самолета Ан-124, в том числе двигателя Д-18Т, в настоящее время выполняется в основном обработкой записей, регистрируемых средством объективного контроля «Тестер-М» (97 аналоговых, 106 бинарных параметров). Более мощное средство объективного контроля - бортовая автоматизированная система контроля (БАСК) с 503 аналоговыми, 605 бинарными параметрами при техническом обслуживании применяется не достаточно эффективно, используя при анализе только ряда отказов. Таким образом, научно-практическими задачами использования БАСК является эффективное выполнение задач технического обслуживания, среди которых можно выделить:

- установление причин отказов АТ, выявленных при диагностике или по замечаниям экипажа;

- краткосрочное (последующий вылет) и среднесрочное (до 10 вылетов) прогнозирование состояния АТ на основе всей номенклатуры параметров БАСК.

- анализ качества выполнения экипажем полетного задания, эксплуатации систем и оборудования самолета.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Обзор публикаций (например, [1]) показывает, что «имеющиеся в эксплуатации бортовые устройства регистрации параметрической полетной информации (семейства «Тестер») на отечественных летательных аппаратах (ЛА) предназначены в основном для контроля техники пилотирования летным составом, для предупреждения авиационных происшествий и расследования причин их возникновения. Полная оценка технического состояния ЛА на основе использования этих регистраторов не обеспечивается по целому ряду функциональных систем (в первую очередь по двигателю)». Эксплуатационные регистраторы (ЭР) БАСК предназначены в первую очередь для оценки технического состояния.

Одной же из основных нерешенных проблем эффективного применения БАСК по технической диагностике является отсутствие эффективных методик использования всей номенклатуры параметров ЭР.

Учитывая особую значимость двигателя, (с точки зрения безопасности полетов), его диагностика является первейшей задачей использования БАСК.

Цель исследований. Целью исследований по обозначенной тематике являлась разработка НИИ ВС

«Спектр» (г. Санкт-Петербург) и НИИ ЭРАТ (г. Люберцы) программно-аппаратного комплекса системы наземной обработки информации (СНОИ) ЭР БАСК.

Результаты исследований. Результатами исследований явилось создание комплекса СНОИ с соответствующим программным обеспечением. Комплекс СНОИ предназначен для оперативной автоматизированной обработки информации БАСК. Цель использования СНОИ - выявление неисправностей и контроль тенденций изменения технического состояния двигателей Д-18Т и систем планера (тормозов шасси, кондиционирования воздуха и др.) при эксплуатации авиационной техники по состоянию. В настоящее время комплекс апробирован для двигателя Д-18Т. Исходная информация - файлы-копии полетных записей эксплуатационного регистратора устройства типа БАСК-124. Рабочая программная среда - Windows

Комплекс СНОИ обеспечивает:

1) Визуализацию параметров на видеомониторе и измерение их физических значений, вывод на экран и сопоставление нескольких полетов или участков записи, автоматический поиск на графике заданных значений параметров и наличия сигналов, перевод и использование результирующей информации в оболочки Word, Excel (построение зависимостей "параметр по параметру", и. т.д).

2) Автоматический контроль соответствия изменений аналоговых параметров и бинарных сигналов эксплуатационным ограничениям.

3) Автоматическое диагностирование на установленных и динамических режимах в соответствии с требованиями эксплуатационной документации и по специальным программам.

4) Контроль тенденций и прогнозирование изменений параметров систем по программам трендового анализа и образной диагностики.

5) Использование индивидуальных диагностических настроек для контроля систем каждого летательного аппарата и их корректировку в эксплуатации.

6) Документирование результатов контроля в стандартном формате баз данных, автоматизирован-

ное формирование итогового документа по результатам диагностирования.

Перспективы дальнейших исследований. Опытный образец программно-аппаратного комплекса СНОИ подготовлен для подконтрольной эксплуатации при техническом обслуживании двигателя Д-18Т. Среднее время обработки и анализа информации по 8-часовому полету - 15 мин.

Внедрение данного комплекса в эксплуатацию позволит повысить эффективность технического обслуживания двигателя и самолета в целом.

Комплекс СНОИ использовался при проведении летных испытаний двигателей с перфорацией КПВ КВД при оценке технического состояния лидерного двигателя. В настоящее время с использованием СНОИ решен ряд задач по анализу опасных отказов двигателя (самовыключение двигателя в полете по причине среза рессоры привода блока топливных насосов, разрушение воздухозаборника и др.).

Выводы 1. Комплекс СНОИ позволяет выявлять отрицательные тенденции изменения технического состояния двигателя Д-18Т. Своевременная диагностика двигателя Д-18Т путем обработки информации БАСК-124 позволяет провести соответствующие мероприятия по предупреждению и исключению последствий его отказа (простой самолета, невыполнение полетного задания).

2. Неоднократное использование опытного образца комплекса СНОИ по заявкам эксплуатантов показывает необходимость его дальнейшего развития, проведения опытной эксплуатации и внедрения в эксплуатацию.

Литература

1. Кублановский В.Б., Карташов В.В. С разработками «Ленинца» к эксплуатации авиатехники по состоянию // Аэрокосмический курьер.- 2001.- № 3.- С. 20-21.

Поступила в редакцию 14.05.03

Рецензенты: канд. техн. наук, начальник 2 НИУ С. Конорев, 2 НИУ, г. Люберцы; канд. техн. наук, ст. преподаватель И.И. Лобода, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков..

ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АСД-36СТ И АСД-38СТ ГАЗОТУРБИННЫХ ПРИВОДОВ НК-36СТ И НК-38СТ НА КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЯХ

В.Б. Коротков, канд. техн. наук, Ю.К. Кривоуцкий, В.Н. Михнович, канд. техн. наук,

А.В. Оболенский, Ю.Н. Тарасенко,

Самарский научно-технический комплекс им. Н.Д. Кузнецова, г. Самара, Россия

В настоящее время в инженерно-техническом центре «Оргтехдиагностика» и СНТК им. Н. Д. Кузнецова для газотурбинного привода НК-36СТ газоперекачивающего агрегата ГПА-Ц-25 и газотурбинного привода НК-38СТ агрегата ГПА-Ц-16 созданы современные системы контроля и диагностирования, получившие наименования АСД-36СТ и АСД-38СТ.

Каждая АСД включает в себя электронную вычислительную машину, монитор, печатающее устройство, линии связи АСД с МСКУ по локальной сети, программное обеспечение и техническое описание.

Каждая система в режиме работы двигателя с частотой 1Гц контролирует и диагностирует его проточную часть, вибросостояние, маслосистему, систему регулирования и выполняет следующие операции: принимает и хранит исходную информацию, вводимую оператором из формуляра двигателя и о проведенных работах на двигателе, принимает аналоговые и дискретные параметры из МСКУ, формирует признак работающего двигателя и признаки установившихся режимов, проводит математическую обработку поступающей информации, включающую отбраковку, осреднение, аппроксимацию, тренд-анализ и прогнозирование, контролирует неперевышение предельных значений параметров, появление сигналов аварийного состояния и неправильного функционирования систем и узлов, формирует рекомендации по обнаружению неисправностей и проведению необходимых работ, проводит тестирование программ (по команде); автоматически выдаёт на монитор и печать, диагностические сообщения, а по запросу - информацию (в том числе графическую), формируемую автоматически для каждого диагностического сообщения; хра-

нит (архивирует) информацию с глубиной хранения от 10с. и до всего времени эксплуатации двигателя. Форма, объём и глубина хранения информации определяются автоматически в зависимости от диагностического сообщения.

Результатом автоматической обработки, поступающих в систему данных, являются диагностические сообщения, содержащие информацию о параметрах, превысивших установленные допуски, о месте появления неисправности и рекомендации по дальнейшей эксплуатации двигателя.

При диагностировании, кроме формулярных, используются индивидуальные базовые значения параметров, определяемые автоматически на установившихся режимах работы в начальный период эксплуатации двигателя, поправки к параметрам проточной части, учитывающие отличия условий приёмосдаточных испытаний двигателя от условий его эксплуатации на компрессорной станции.

Уже первый опыт использования систем дал положительные результаты.

При работе двигателя НК-36СТ №РЭ1 (сб. 2) в составе ГПА-Ц-25 на Тольяттинской компрессорной станции с 06.12.95 по 04.01.96 была проверена работоспособность диагностической модели его проточной части. Эксплуатация двигателя была прекращена из-за отрыва части камеры сгорания двигателя. Фрагмент камеры сгорания застрял в сопловом аппарате турбины высокого давления, что послужило причиной последующих прогаров и забоин на лопатках сопловых аппаратов и турбин. Разрушение происходило не сразу и диагностическая модель отобразила это через поведение характеристик узлов проточной

части: за 8 часов до выключения двигателя стал уменьшаться расход воздуха через двигатель и перед выключением это уменьшение достигло 5,5%, за 6 последних часов работы двигателя к. п. д. компрессоров снизились на 1%, а пропускные способности турбин на 4,5% при этом более резкое падение имела пропускная способность турбины высокого давления – за 2 часа в шестичасовом промежутке времени на 2,3%, что означает существенное уменьшение площади проходного сечения соплового аппарата.

Такая реакция АСД на изменение технического состояния двигателя поставила вопрос о целесообразности её использования в качестве рабочего инструмента при эксплуатации других двигателей НК-36СТ.

В течение длительного срока с июля 2000г. по июнь 2002г. система находилась в опытной эксплуатации и отслеживала за техническим состоянием двигателя НК-36СТ №РГ4 сб.4.

В процессе эксплуатации АСД выдала диагностические сообщения об ухудшении состояния компрессора среднего давления, камеры сгорания и турбины низкого давления, загрязнении компрессора, засорении масляного фильтра, что было подтверждено последующими осмотрами проточной части и термодинамическими расчётами.

Положительные результаты опытной эксплуатации АСД-36СТ позволили представить систему к приёмочным испытаниям.

В июле 2002г. АСД-36СТ прошла эти испытания и была рекомендована Приёмочной комиссией Газпрома к промышленной эксплуатации.

В дальнейшем система использовалась на компрессорных станциях Тольяттинская и Сызранская при эксплуатации двигателей НК-36СТ.

С ноября 2002 г по февраль 2003 г. система в течение 1445 часов функционировала на Тольяттинской компрессорной станции при работе двигателя НК-36СТ №РГ101. Так как на момент постановки двигателя имел достаточно большую наработку (14442 часа) и был установлен без промывки проточной части (т.е. с явно ухудшившимися характеристиками), это по-

зволило ещё раз проверить работоспособность практически всех задач контроля и диагностирования.

На это состояние двигателя система отреагировала соответствующими диагностическими сообщениями: о выходе за допустимые значения эффективного К.П.Д. двигателя, мощности, параметров проточной части и об её загрязнении. При последующей работе двигателя система сообщила о трендах характеристик узлов проточной части, неблагоприятном прогнозировании, об ухудшении компрессора среднего давления, камеры сгорания и всех турбин.

Система сообщила о неисправности каналов измерений частоты вращения ротора высокого давления и давления воздуха за компрессором: первое из-за замыкания в цепи, второе из-за замерзания импульсной трубки.

Двигатель был аварийно остановлен вследствие резкого роста виброскорости на передней опоре, как оказалось из-за разрушения подшипника в промежуточной опоре.

За 20 сек. до остановки двигателя АСД выдала сообщение “Изменение вибраций на передней опоре” и затем сообщение “Повышенная вибрация на передней опоре”. Система поймала предаварийное и аварийное состояние двигателя. Конечно, в этом случае оператору было недостаточно времени на осмысление ситуации и двигатель был аварийно выключен АСУ. Обращение к базе данных показало, что за 5 дней до выключения двигателя АСД. начала регулярно выдавать сообщение “Повышенное отклонение виброскорости на передней опоре от базового значения” При наличии опыта работы с системой такая ситуация не могла быть не замеченной оператором.

Это подтверждает необходимость использования АСД в промышленной эксплуатации.

Другая система АСД-38СТ, спроектированная для контроля и диагностирования двухвального газотурбинного двигателя НК-38СТ. также подтвердила свою работоспособность при опытной эксплуатации на Сызранской и Тольяттинской компрессорных станциях.

Так по информации АСД-38СТ, находящейся в опытной эксплуатации с октября 1999 г., 26.01.2000г. была остановлена эксплуатация двигателя НК-38СТ №КГ 101 сборка 4. После 600 часов наработки АСД сформировала диагностические сообщения о трендах приведенной частоты вращения ротора высокого давления, температуры газов за турбиной, давления воздуха за компрессором, что свидетельствовало об изменении состояния проточной части. Диагностическая модель определила ухудшение характеристик турбины высокого давления: её пропускной способности и К.П.Д.. Когда пропускная способность турбины увеличилась на 2% (на 1004 часа наработки), было принято решение о прекращении эксплуатации двигателя. Последующая разборка двигателя показала разрушение сотовых уплотнений турбины.

По отдельным резким выпадам отклонений параметров в районе 540, 700 и 880-го часов были отмечены кратковременные обледенения входного направляющего аппарата.

По просьбе эксплуатантов в эту систему была введена автоматическая выдача рекомендации о немедленном выключении двигателя в случае быстрого роста температуры газов и виброскорости, что не может быть отслежено оператором.

При работе другого двигателя НК-38СТ №КГ 103 сб.2 в июле 2002г. на Сызранской компрессорной станции через месяц после начала эксплуатации система отметила повышение давления в средней опоре и последующий его рост. После промывки проточной части двигатель был смонтирован на Тольяттинской станции, где и была продолжена его эксплуатация. Следует отметить, что система чётко отреагировала на промывку проточной части, показав улучшение термодинамических характеристик. Однако продолжающийся рост давления в средней опоре предопределил съём двигателя с эксплуатации.

Данные, полученные с помощью АСД-38СТ при работе двигателя НК-38СТ №КГ4 сб.2 (апрель 2002г.), были использованы для принятия решения по его дальнейшей эксплуатации. За 3 часа 20 минут до его выключения система показала начало роста тем-

пературы газов перед турбиной, расхода топлива, изменение частоты вращения ротора высокого давления, уменьшение К.П.Д. компрессора низкого давления, что указывало на серьёзные изменения в проточной части и дало основание для прекращения его эксплуатации.

При разборке двигателя были обнаружены обрывы перьев лопаток третьей ступени компрессора низкого давления и забоины на лопатках компрессора высокого давления.

Следует отметить, что как в процессе доводки систем, так и в процессе их опытной эксплуатации возникало множество проблем и непредвиденных обстоятельств, требующих своего разрешения. К наиболее важным из них можно отнести перегрев датчика температуры воздуха на входе в двигатель, неправильное размещение датчика, измеряющего температуру наружного воздуха, влияние температуры в двигателем отсеке на параметры двигателя, отсутствие измерения расхода воздуха, отбираемого из двигателя, включение вентиляторов, охлаждающих масло на входе в двигатель, что сказывается на трендах параметров маслосистемы. Большая часть этих проблем решена введением соответствующих корректировок в алгоритмы диагностирования и проведением конструктивных мероприятий на компрессорных станциях.

В заключение следует отметить, что накопленный опыт отработки и эксплуатации автоматизированных систем диагностирования АСД-36СТ и АСД-38СТ показал их высокую эффективность в непрерывном слеживании за техническим состоянием двигателей и необходимость их применения при промышленной эксплуатации газотурбинных двигателей на компрессорных станциях.

Поступила в редакцию 12.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор С.А. Дмитриев, НАУ, г. Киев; канд. техн. наук, доцент Ю.А. Гусев, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ПРИМЕНИМОСТИ ДВУХ НОВЫХ МЕТОДОВ ИДЕНТИФИКАЦИИ МОМЕНТА ТУРБИНЫ ТВД, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ СИГНАЛЫ ШТАТНЫХ ДАТЧИКОВ ОБОРОТОВ ВАЛА¹

С.Д. Земляков, д-р техн. наук, проф., В.М. Глумов, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.,

Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова, РАН, г. Москва, Россия;

С.В. Епифанов, д-р техн. наук, проф.,

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

1. Введение

В работе [1] была рассмотрена одна из частных задач мониторинга двигателей, связанная с идентификацией величины момента на валу свободной турбины (СТ), передаваемого через дифференциальный редуктор к валам соосных винтов турбовинтового двигателя (ТВД). При этом в уравнениях трансмиссии учтена дополнительная степень свободы, обусловленная упругостью вала СТ на скручивание (рис. 1).

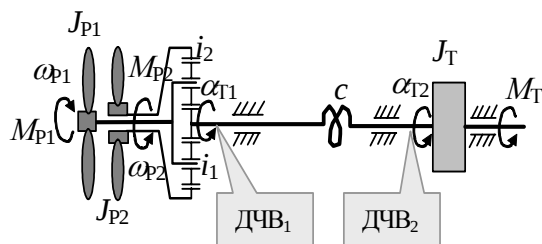


Рис. 1 Идеализированная схема упругой трансмиссии ТВД с дифференциальным редуктором

Уравнения идеализированной модели трансмиссии ТВД с упругим валом СТ принимаются в виде

$$\begin{aligned} J_T \ddot{\alpha}_{T2} + \beta \delta \dot{\alpha}_T + c_\omega \delta \alpha_T &= M_T, \\ J_{B1} \ddot{\alpha}_{B1} - i_1 (\beta \delta \dot{\alpha}_T + c_\omega \delta \alpha_T) &= -M_{B1}, \\ J_{B2} \ddot{\alpha}_{B2} - i_2 (\beta \delta \dot{\alpha}_T + c_\omega \delta \alpha_T) &= -M_{B2}, \\ \alpha_{T1} &= i_1 \alpha_{B1} + i_2 \alpha_{B2}, \\ \delta \alpha_T &= \alpha_{T2} - \alpha_{T1}, \quad \delta \dot{\alpha}_T = \frac{d(\delta \alpha_T)}{dt}. \end{aligned} \quad (1)$$

Переменные, входящие в (1) определены в [1] и частично – на рис. 1. Кроме того, c_ω , β – коэффициенты упругости и затухания крутильных колебаний.

В приложении к задаче контроля технического состояния длинномерного вала ротора СТ можно огра-

ничиться описанием динамики упругого вала следующими из (1) двумя уравнениями:

$$\begin{aligned} J_T \ddot{\alpha}_{T2} + \beta (\dot{\alpha}_{T2} - \dot{\alpha}_{T1}) + c_\omega (\alpha_{T2} - \alpha_{T1}) &= M_T, \\ \alpha_{T1} + [\beta (\dot{\alpha}_{T1} - \dot{\alpha}_{T2}) + c_\omega (\alpha_{T1} - \alpha_{T2})] \sum_{k=1}^2 i_k^2 J_{Bk}^{-1} &= - \sum_{k=1}^2 i_k J_{Bk}^{-1} M_{Bk} \end{aligned} \quad (2)$$

Решение системы (2) в операторной форме ($p = d/dt$) относительно координаты сдвига $\delta \alpha_T$ имеет вид

$$\delta \alpha_T = \frac{M_T J_T^{-1} + i_1 M_{B1} J_{B1}^{-1} + i_2 M_{B2} J_{B2}^{-1}}{J_T^{-1} p^2 + (\beta p + c)(J_T^{-1} + i_1^2 J_{B1}^{-1} + i_2^2 J_{B2}^{-1})}. \quad (3)$$

В установившемся режиме ($\dot{\alpha}_T, \dot{\alpha}_{B1}, \dot{\alpha}_{B2} = \text{const}$) справедливы соотношения:

$$\begin{aligned} M_T i_1 &= M_{B1} \quad \text{и} \quad M_T i_2 = M_{B2}, \\ M_T &= c_\omega \delta \alpha_T. \end{aligned} \quad (4)$$

Для идентификации величины крутящего момента СТ необходимо получить оценку углового сдвига концов вала ротора СТ, что осуществляется на основе использования сигналов с выходов установленных на этих концах стандартных датчиков частоты вращения (ДЧВ) с помощью двух возможных подходов [1] к оцениванию малых фазовых сдвигов между двумя указанными сигналами с учетом шумов измерения.

В первом (алгебраическом) подходе для решения задачи использовались выходные дискретные сигналы штатных ДЧВ вала с последующей обработкой полученной информации с помощью вычислительной процедуры, включающей в себя рекуррентную фильтрацию для повышения точности оценивания в условиях действия помех. Второй (адаптивный) подход

¹ Работа выполнена при поддержке INTAS (Проект № 2000-757) и РФФИ (Проект № 03-01-00062)

связан с использованием эталонной модели (ЭМ) для оценки угла скручивания упругого вала путем сравнения двух непрерывных выходов и соответствующей подстройки модели под реальный выход объекта.

В работе рассматривается задача улучшения характеристик предложенных в [1] алгоритмов идентификации, а также приводятся результаты сопоставительного анализа работы модифицированных алгоритмов и выявление оптимальных областей их применимости.

2. Модель сигнала ДЧВ с учетом крутильных колебаний вала

Если вал, частота вращения которого измеряется индукционным датчиком, имеет ограниченную жесткость на кручение c_ω , то на нестационарных режимах вращения вала ($M_T(t) \neq \text{const}$) возбуждаются крутильные колебания $\tilde{\alpha}_T(t)$, аддитивно добавляющиеся к основному движению вала $\bar{\alpha}_T(t)$. При отсутствии вращательного движения $\bar{\omega}_T$ крутильные колебания вала $\tilde{\alpha}_T(t)$, воспринимаясь как вибрационные колебания индуктора датчика, приведут к появлению переменной составляющей магнитного потока с частотой крутильных колебаний $\tilde{\omega}_T$, что вызовет наведение соответствующей ЭДС в обмотке катушки статора:

$$u_{\tilde{\omega}}(\tilde{\omega}_T) = U(\tilde{\omega}_T) \sin \tilde{\omega}_T t, \quad (5)$$

где $U(\tilde{\omega}_T) = U_{\tilde{\omega}} = \tilde{\omega}_T \tilde{\alpha}_{Tm} B_w$ - 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 $\tilde{\omega}_T$, производится ДЧВ в форме непрерывного сигнала

$$u_\omega = u_{\bar{\omega}} + u_{\tilde{\omega}} = U_{\bar{\omega}} \sin n\bar{\omega}_T t + U_{\tilde{\omega}} \sin \tilde{\omega}_T t, \quad (6)$$

где $U_{\bar{\omega}} = k_\Phi n \bar{\omega}_T$,

$$k_\Phi = 2w\tilde{\Phi}_m. \quad (6')$$

При использовании сигналов двух ДЧВ, установленных на противоположных концах вала, упругий сдвиг одного конца относительно другого на угол

кручения $\delta\alpha_T$ приводит к появлению фазового сдвига $\psi = p\delta\alpha_T$ между электрическими сигналами, индуцируемыми в обмотках ДЧВ. При этом выходные напряжения ДЧВ можно представить в следующем виде

$$\begin{aligned} u_1(t) &= k_W \omega_u \sin \omega_u t + \xi_{u1}(t), \\ u_2(t) &= k_W \omega_u \sin(\omega_u t + \psi) + \xi_{u2}(t), \end{aligned} \quad (7)$$

где $\omega_u = p\omega_T(t)$ - несущая частота сигналов ДЧВ,

p - число полюсов индукторной шестерни датчика,

$\xi_{uk}(t) = \xi_{\psi k}(t) + U_{\tilde{\omega}} \sin \tilde{\omega}_T t$, $k=1,2$ - помехи измерений и вибрационные шумы.

3. Алгебраический подход к определению угла скручивания упругого вала на основе сигналов двух разнесенных датчиков оборотов

В отличие от [1] рассматривается общий случай неустановившегося режима работы ТВД, в котором момент турбины и обороты вала являются функциями времени, вследствие чего в (6) $U_{\bar{\omega}} = \bar{U}(t)$. Сигналы u_1^k, u_2^k , снимаемые в моменты времени t_k , $k = \overline{1, N}$, в соответствии с (7) можно представить в виде:

$$\begin{aligned} u_1(t_k) &= u_1^k = \bar{U}(t_k) \sin \omega_u t_k + \xi_{u1}(t_k), \\ u_2(t_k) &= u_2^k = \bar{U}(t_k) \sin(\omega_u t_k + \psi) + \xi_{u2}(t_k). \end{aligned} \quad (8)$$

Обозначая результаты измерений в k -е моменты времени через $\tilde{u}_1^k = u_1^k - \xi_{11}$ и $\tilde{u}_2^k = u_2^k - \xi_{21}$ и вводя новую переменную $x = \cos \psi$, уравнения (8) приведем к виду

$$x^2 - 2\lambda_1^k \lambda_2^k x + (\lambda_1^k)^2 + (\lambda_2^k)^2 - 1 = 0, \quad (9)$$

$$\lambda_1^k = \tilde{u}_1^k (\tilde{U}_1^k)^{-1}, \quad \lambda_2^k = \tilde{u}_2^k (\tilde{U}_2^k)^{-1}, \quad (10)$$

где $\tilde{U}_{1,2}^k$ - переменные значения амплитуд ДЧВ (в моменты $t = t_k$), вычисляемые с помощью формул (6') на основании информации ДЧВ о числе оборотов вала.

Окончательное выражение для вычисления значения фазового сдвига ψ^k между сигналами двух датчиков по любому k -му замеру, определенное как решение уравнения (9), принимает вид:

$$\psi^k = \arccos \lambda_1^k \lambda_2^k \{1 + \sqrt{[1 - (\lambda_1^k)^{-2}][1 - (\lambda_2^k)^{-2}]}\}. \quad (11)$$

Последующая статистическая обработка множества значений $\psi^k, k=\overline{1, N}$, приводящая к получению оценки на принятом интервале идентификации $T_{ид} = 0.1 \text{ с}$:

$$\hat{\psi} = N^{-1} \sum_{k=1}^N \psi^k, \quad (12)$$

совпадает с процедурой, подробно изложенной в [1].

Оценка угла скручивания вала при этом

$$\delta \hat{\alpha}_T = \hat{\psi} n^{-1} \quad (13)$$

с вычислением момента, передаваемого СТ

$$\hat{M}_T = k_{кр} \delta \hat{\alpha}_T. \quad (14)$$

4. Адаптивный подход к идентификации угла скручивания на основе двух эталонных моделей

Непрерывный аналог сигналов (7) имеет вид:

$$\begin{aligned} u_1(t) &= U \sin(\omega t + \psi_0) + \xi_1(t), \\ u_2(t) &= U \sin(\omega t + \psi_0 + \psi) + \xi_2(t), \end{aligned} \quad (15)$$

где $U = k_{\omega} \omega_u, \omega = \omega_u, \xi_1(t) = \xi_{u1}(t),$

$$\xi_2(t) = \xi_{u2}(t),$$

ψ_0 - фазовый сдвиг сигналов при $t = t_0$,

t_0 - начало рассмотрения сигналов (15).

В [1] приведён вывод адаптивного алгоритма оценивания угла скручивания $\delta \hat{\alpha}_T$. Сущность алгоритма оценивания заключалась в том, что наряду с сигналами $u_1(t), u_2(t)$ формировался сигнал ЭМ $u_M(t)$

$$u_M(t) = U \sin(\omega t + \psi_0 + r), \quad (16)$$

где величина фазового сдвига r могла целенаправленно изменяться по некоторому закону в зависимости от доступной измерению информации. Если предположить, что момент включения ЭМ каким-то образом синхронизирован с сигналами (15), то, устраняя ошибку рассогласования между $u_2(t)$ в (15) и $u_M(t)$ в (16), надлежащим изменением величины $r = r(t)$ можно достигнуть желаемого результата $r(t) = \psi$. Такой надлежащий алгоритм изменения $r(t)$ в работе [1] был получен на основе принципа построения адаптивных систем с ЭМ и прямого метода Ляпунова.

Однако отмеченное условие синхронизации требует своего решения.

В настоящей работе предлагается задачу синхронизации сигналов датчиков (15) и ЭМ (16) исключить на основе использования двух ЭМ

$$\begin{aligned} u_{1M}(t) &= U_M \sin(\omega_M t + r_1), \\ u_{2M}(t) &= U_M \sin(\omega_M t + r_2), \end{aligned} \quad (17)$$

где r_1 изменяется с целью свести ошибку рассогласования $\varepsilon_1 = u_1(t) - u_{1M}(t)$ к нулю или минимально возможной величине, при которых можно считать равенство $r_1(t) = \psi_0$ справедливым с определённой степенью точности. Аналогично r_2 изменяется с целью сведения ошибки рассогласования $\varepsilon_2 = u_2(t) - u_{2M}(t)$ к нулю и достижению равенства $r_2(t) = \psi_0 + \psi$. В таком случае искомая величина ψ получается из равенства $\psi = r_2(t) - r_1(t)$.

Для получения алгоритмов изменения $r_1 = r_1(t)$ и $r_2 = r_2(t)$ в (17) применим, в отличие от [1], более простой и наглядный метод градиента. Поскольку метод аналогичен для настраиваемых коэффициентов r_1 и r_2 , проведём его к уравнениям

$$u(t) = U \sin(\omega t + \varphi), u_M(t) = U_M \sin(\omega t + r). \quad (18)$$

Выберем в качестве минимизируемого функционала

$$I = \varepsilon^2(t), \varepsilon(t) = u_M(t) - u(t), \quad (19)$$

и, в соответствии с методом градиента настраиваемый параметр r будем изменять по соотношению:

$$\frac{dr(t)}{dt} = -\lambda \frac{\partial I}{\partial r}. \quad (20)$$

Из (18) – (20) получим искомый алгоритм в виде

$$\frac{dr(t)}{dt} = -2\lambda \cdot U \varepsilon(t) \cos(\omega t + r). \quad (21)$$

5. Сопоставительный анализ качества функционирования предложенных алгоритмов и выявление областей их применимости

Для решения указанной в заголовке задачи в операционной среде MATLAB & Simulink был сформирован компьютерный имитатор (модуль), блок-схема которого приведена на рис. 2.

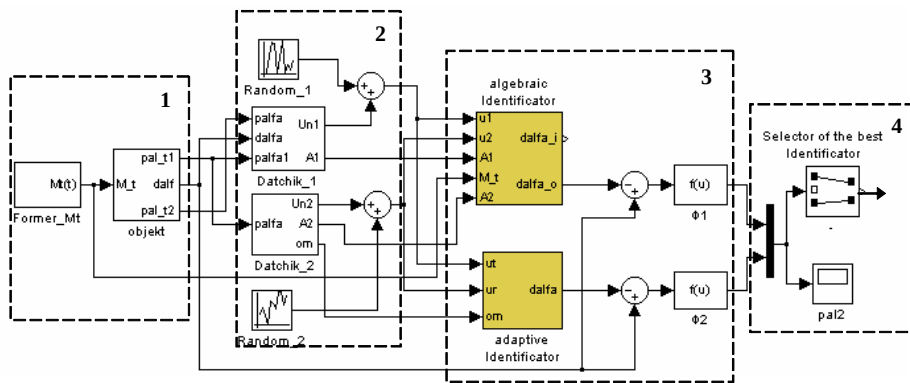


Рис. 2. Блок-схема компьютерного имитатора стэнда для решения задачи сравнения двух методов идентификации момента свободной турбины ТВД.

Модуль состоит из четырех основных частей. Первая из них отображает программную реализацию заданной уравнениями (1) модели трансмиссии ТВД, входными воздействиями для которой является момент, прикладываемый к диску СТ. Вторая часть имитирует работу двух индукционных датчиков оборотов вала свободной турбины, установленных на его противоположных концах. Здесь же моделируются помехи в канале измерений, задаваемые в виде гауссовского шума с варьируемой дисперсией. Третья часть содержит в себе две параллельно подключенные к выходу блока датчиков имитационные модели предложенных типов идентификаторов (алгебраический и адаптивный с эталонной моделью), выходы которых, сформированные в виде ошибок

$$\varepsilon_{alg} = N^{-1} \sum_{i=1}^N |\varepsilon_i| \text{ и } \varepsilon_{ad} = T^{-1} \int_0^T |\varepsilon(t)| dt,$$

определяющих среднюю точность оценивания идентифицируемого параметра, поступают далее на вход сравнивающего устройства (4-я часть), где по заранее сформулированным критериям осуществляется ранжирование выходов сравниваемых идентификаторов.

Сравнительный анализ двух рассмотренных в работе подходов к оцениванию угла скручивания упругого вала СТ осуществляется на примере модели трансмиссии ТВД, значения коэффициентов которой близки соответствующим параметрам авиационного двигателя Д-18Т [2]:

$$J_{B1} = 200 \text{ кгм}^2, J_{B2} = 150 \text{ кгм}^2, J_T = 10 \text{ кгм}^2, \\ c = 0,9 \cdot 10^6 \text{ н} \cdot \text{м/рад}, i_1 = 4, i_2 = 5.$$

В качестве номинального установившегося режима, относительно которого осуществляются вариации, необходимые для исследования динамики функционирования идентификаторов, принят режим, характеризующийся следующим набором параметров:

$$M_{T0} \approx 10^5 \text{ н} \cdot \text{м}, \omega_{CT0} \approx 840 \text{ рад/с}, M_B = k_B \alpha_B^2, k_B = 5.$$

Имитационная модель ДЧВ вала реализует уравнения (7), в которых фазовый сдвиг ψ вводится с помощью координаты угла кручения, взятой из модели объекта и преобразованной по уравнению $\psi = n\delta\alpha_T$, $n=16$.

Проведенное с помощью компьютерного имитатора исследование качества функционирования предложенных алгоритмов позволяют сделать ряд выводов:

1. Точность оценивания координаты ψ зависит от величины дисперсии шума измерения. Однако его влияние на точность при использовании адаптивного метода идентификации на порядок слабее, чем в случае алгебраического подхода.
2. Динамическая точность слежения, определяемая как запаздывание формирования оценки периодического сигнала $\psi = \psi[M_T(t+T)]$, оказалась более высокой для адаптивного алгоритма (рис. 3 а), хотя и в случае применения алгебраического подхода точ-

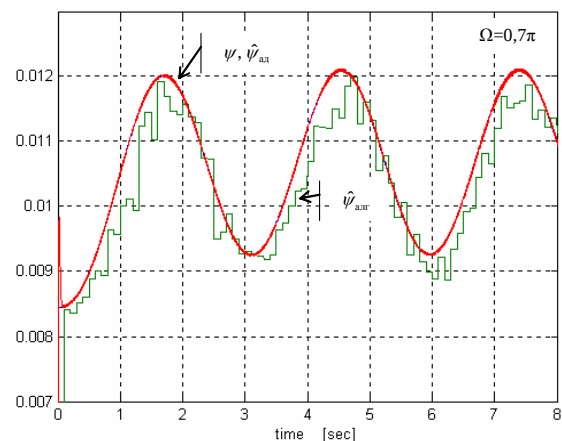


Рис. 3 а. Точность слежения за быстроменяющимся сигналом

ность слежения за периодическим сигналом в диапазоне десятикратного изменения его частот оставалась не хуже 1.5% от контролируемой величины ψ (рис. 3б)

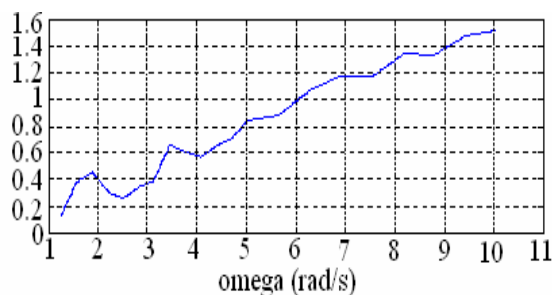
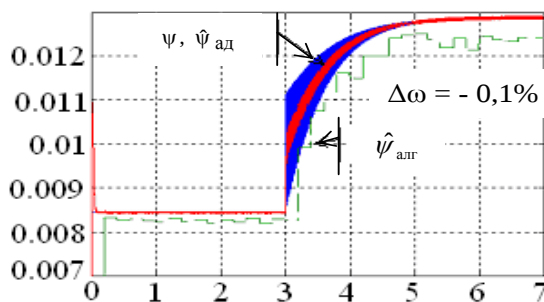


Рис. 3 б. Рост ошибки слежения алгебраического алгоритма за быстроменяющимся сигналом с увеличением частоты сигнала

3. Необходимость использования параметра $\bar{\omega}_T$ при реализации адаптивного алгоритма поставила задачу исследования влияния на точность и устойчивость обоих алгоритмов величины отклонения $\Delta\bar{\omega}_T$ используемого значения от истинного. В результате исследования была выявлена зависимость адаптивного алгоритма от неточности задания $\bar{\omega}_T$: в области относительно малых значений $\Delta\bar{\omega}_T = (0.1 \div 0.8)\% \bar{\omega}_T$ алгоритм устойчив, хотя точность оценивания снижается с ростом $\Delta\bar{\omega}_T$. При $\Delta\bar{\omega}_T > 0.85\% \bar{\omega}_T$ адаптивный алгоритм становится неустойчивым. Система оценивания с помощью алгебраического подхода достаточно груба по отношению к неточности задания $\bar{\omega}_T$.

Результаты моделирования, поясняющие сказанное в данном разделе, приведены на рис. 4.



Фазовый сдвиг сигналов

Рис. 4. Область нормальной работы обоих алгоритмов

6. Заключение

Проанализированы некоторые преимущества и недостатки двух возможных подходов к оценке крутящего момента на валу свободной турбины ТВД, основанные на использовании сигналов с выходов двух штатных ДЧВ вала, установленных на его противоположных концах.

Адаптивный метод идентификации позволяет получать более точные оценки контролируемой величины и имеет достаточно высокое быстродействие, что дает этому способу предпочтение при использовании в системе упреждающего аварийного отключения двигателя в ситуации, предшествующей обрыву вала.

Алгебраический подход представляется относительно более простым в программной реализации и обладает, по-видимому, большей грубостью по отношению к погрешностям измерения частоты вращения вала, что делает его более надежным при использовании в системе управления двигателем для задач, не требующих высокой точности текущих значений M_T .

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. Контроль технического состояния двигателя Д-18Т на самолете Ан-124 / Ю.М. Баландин, А.А. Белостоцкий, В.Г. Волков, С.В. Епифанов // Вопросы авиац. науки и техники. Сер. Авиационное двигателестроение. Диагностирование авиационных ГТД.- 1988.- Вып. 2 (1259).- С. 34-42. (ЦИАМ).

Поступила в редакцию 12.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

МЕТОД ЛОКАЛИЗАЦИИ НЕИСПРАВНОСТЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ

А.И. Коломенцев, канд. техн. наук, МАИ, г. Москва,

Д.С. Мартиросов, д-р техн. наук, ОАО «НПО Энергомаш им. ак. В.П. Глушко», г. Химки, Россия

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Выявление, локализация и определение вида неисправностей авиационных и ракетных двигателей является необходимой процедурой при анализе нештатных и аварийных ситуаций, возникающих при доводке, товарных поставках и эксплуатации. Эффективность этой процедуры оказывает принципиальное влияние на сокращение количества доводочных испытаний, повышает надежность двигателей, снижает риск невыполнения полетной задачи. В последнее время в связи с развитием вычислительной техники появилась возможность организовать поиск неисправностей методами функциональной диагностики с помощью математических моделей, описывающих рабочие процессы в основных конструктивных элементах двигателей и представляющих собой системы алгебродифференциальных уравнений большой размерности.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Существует достаточно обширная литература [1-4], в которой детально описывается классификация объектов и основных задач функционального диагностирования, видов неисправностей, измеряемых диагностических параметров, алгоритмы поиска неисправностей. В силу многообразия конструкций машин развиваются самые разнообразные методы и средства диагностирования. Однако применение большинства этих методов на практике и в особенности при определении технического состояния двигателей летательных аппаратов встречает значительные затруднения. Это связано, прежде всего, со сложностью протекающих в двигателях физических процессов, сложностью математической формализации описания этих процессов и неисправностей, с ограниченностью количества и номенклатуры измеряемых параметров, с

погрешностями измерений и технологией производства. В силу указанных факторов, вообще говоря, отсутствует взаимно однозначное соответствие между диагностическими признаками и состояниями (неисправностями) контролируемого объекта. Поэтому задача диагностики относится к классу так называемых некорректных задач, и полная формализация процесса диагностирования в общем случае невозможна. Тем не менее использование математических моделей рабочих процессов дает возможность определять состояние двигателя с необходимой детализацией, определяющей глубину диагностирования, минимизировать количество и номенклатуру измеряемых контрольных параметров.

Цель исследований. Целью исследований являлась разработка метода функциональной диагностики – метода структурного исключения (автор идеи – Д.С. Мартиросов [4]), позволяющего на основе математических моделей нормально функционирующего двигателя и измеренных на испытании параметров двигателя формализовать процедуру поиска неисправности.

Результаты исследований. В основу метода структурного исключения положены следующие рабочие гипотезы:

1. Неисправность возникает в одном конструктивном элементе и вызывает нарушение взаимосвязи между параметрами, описываемой одним или несколькими уравнениями математической модели нормально функционирующего двигателя.
2. Если из математической модели нормально функционирующего двигателя исключить одно или несколько уравнений, нарушенных в результате неисправности и дополнить её измеренными значениями одного или нескольких параметров (по количеству ис-

ключенных уравнений), то полученная модель может быть эквивалентна математической модели, описывающей ненормально функционирующий двигатель.

Практическая реализация метода структурного исключения опирается на математический аппарат, основные элементы которого описаны ниже.

Математическую модель нормально функционирующего двигателя можно представить в следующем общем виде:

$$F(X, \dot{X}, t) = 0, \quad (1)$$

где $F = (f_1, f_2, \dots, f_m)$ - вектор функциональных связей;

$X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ - вектор параметров функционирования;

$\dot{X} = (\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dots, \dot{x}_n)$ - вектор производных параметров по времени;

t - время;

m - число уравнений;

n - число переменных.

В исходной математической модели (1) число переменных больше числа уравнений, так как исследуемый объект всегда имеет связи с другими объектами или окружающей средой. Избыток неизвестных должен быть устранен, например, с помощью измерения соответствующих параметров, и (1) представить в виде

$$F(X, \dot{X}, X^*, \dot{X}^*, t) = 0 \quad (2)$$

где $X^* = (x_{j_1}^*, x_{j_2}^*, \dots, x_{j_k}^*)$ - вектор измеренных параметров функционирования,

k - число измеренных параметров:

$$k > n - m.$$

Для получения расчетных значений параметров функционирования система уравнений (2) должна быть замкнута тривиальными уравнениями

$$x_{j_q} - x_{j_q}^* = 0, \quad q = 1, 2, \dots, p = n - m. \quad (3)$$

Рассмотрим представление математической модели, удобное для проведения диагностических процедур. Предположим, что система уравнений (2), дополненная (3), описывает стационарные процессы, и представим её следующим образом:

$$f_i(m_{i1}x_1, m_{i2}x_2, \dots, m_{in}x_n) = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (4)$$

где $m_{ij} = 1$, если j - й параметр содержится в i - м уравнении;

$m_{ij} = 0$, если j - й параметр не содержится в i - м уравнении.

Тогда системе уравнений (1) можно поставить в соответствие (0,1)-матрицу

$$M = \|m_{ij}\|, \quad (5)$$

которая отражает структурные свойства исходной системы уравнений и позволяет построить формализованные алгоритмы выбора состава измеряемых параметров для замыкания исходной системы уравнений и разбиения на локально диагностируемые контуры.

Поясним это на следующем примере. Пусть исследуемый объект представляет собой простейший ЖРД с вытеснительной подачей топлива, расчетная схема которого изображена на рис. 1.

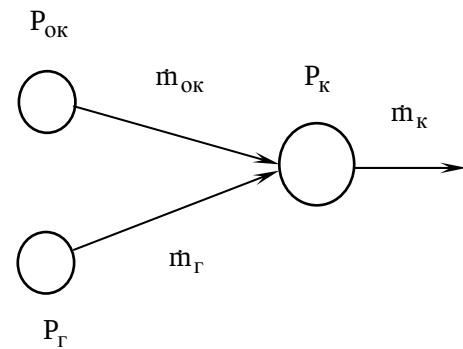


Рис. 1. Расчетная схема двигателя

Система уравнений, описывающая стационарные процессы, имеет вид:

1. $p_{ок} - p_k - \xi_{ок} m_{ок}^2 = 0$ - тракт окислителя.
2. $p_г - p_k - \xi_г m_г^2 = 0$ - тракт горючего. (6)
3. $m_{ок} + m_г - m_k = 0$ - баланс расходов в камере.
4. $p_k S_k \beta_k - m_k = 0$ - расход через сопло камеры.

Здесь p - давления;

m - расходы;

ξ - коэффициенты гидросопротивлений трактов;

$S_{кр}$ - площадь критического сечения камеры;

$\beta_k = \Phi\left(p_k, \frac{m_{ок}}{m_г}\right)$ - коэффициент расхода камеры;

ок - окислитель;

г - горючее;

к - камера.

Число уравнений в системе (6) $m = 4$, число неизвестных $n = 6$, и индикаторная матрица (5) исходной системы уравнений

$$M_0 = \begin{matrix} & P_{ок} & P_{г} & P_{к} & \dot{m}_{ок} & \dot{m}_{г} & \dot{m}_{к} \\ \begin{matrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{matrix} & \begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix} \end{matrix} . \quad (7)$$

Предположим, что известны (измерены) значения давлений в баках $P_{ок}$ и $P_{г}$. Тогда, удалив из матрицы (7) столбцы, соответствующие измеряемым параметрам, получим квадратную индикаторную матрицу замкнутой системы уравнений (6):

$$M_1 = \begin{matrix} & P_{к} & \dot{m}_{ок} & \dot{m}_{г} & \dot{m}_{к} \\ \begin{matrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{matrix} & \begin{pmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix} \end{matrix} \quad (8)$$

Так как в матрице (8) путем перестановки местами первой и второй строк может быть получена полная трансверсаль (главная диагональ, не содержащая нулей), то измеренные значения $P_{ок}$ и $P_{г}$ принимаются как замыкающие.

Локализация неисправной (нарушенной) связи возможна, когда, кроме замыкающих параметров измерено, два или более параметров.

Понятно, что параметры функционирования двигателя по-разному чувствительны к той или иной неисправности. Например, в ЖРД давление на входе в насос окислителя менее чувствительно к неисправности возникшей в тракте охлаждения камеры горючим, чем давление на входе в смесительную головку горючего камеры.

Если из матрицы (8) удалить столбец, соответствующий измеряемому параметру x_j^* (исключающий параметр), и последовательно удалять строки, соответствующие связям f_i , а полученные при этом ми-

норы $M_{i1j}, M_{i2j}, \dots, M_{iqj}$ будут структурно не вырождены (т.е. содержат полную трансверсаль), то такой параметр структурно чувствителен к нарушению объединения функциональных связей $F = f_{i1} \cup f_{i2} \cup \dots \cup f_{iq}$, которое представляет собой локально диагностируемый контур.

Введем в рассмотрение матрицу

$$S = \|s_{ij}\|, \quad (9)$$

где $s_{ij} = 1$, если j - й параметр структурно чувствителен к нарушению i - й связи;

$s_{ij} = 0$, если j - й параметр структурно не чувствителен к нарушению i - й связи.

Используя указанный алгоритм для примера (8) в предположении, что в качестве исключаяющих параметров приняты измеренные значения давления в камере $P_{к}$ и расход горючего $\dot{m}_{г}$, получим следующую матрицу структурной чувствительности:

$$S = \begin{matrix} \begin{matrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{matrix} & \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \end{matrix} . \quad (10)$$

Каждый элемент s_{ij} матрицы S (10) определяет структурную чувствительность параметра $P_{к}^*$ или $\dot{m}_{г}^*$ к нарушению связи f_j при исключении связи f_i . Локально диагностируемые контуры образуются объединением связей, которым соответствуют равные между собой строки матрицы чувствительности (связи (f_1, f_3, f_4) , а также каждой единичной связью (в данном примере - f_2), оставшейся после такого выделения.

Введем вектор диагностических признаков (невязок – отклонений расчетных значений параметров от измеренных):

$$\Delta = (\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_m), \quad (11)$$

где $\delta_j = x_j^* - x_j^0$;

x_j^* , x_j^0 - измеренное и расчетное значения параметра соответственно. Параметры, используемые для

формирования невязок будем называть контрольными.

Введем также для каждой невязки δ_j логическую величину π_j (логический диагностический признак):

1, если невязка δ_j находится в поле допуска;

$\pi_j = 0$ - в противном случае,

$j = 1, 2, \dots, p$ - число диагностических признаков.

Вектор логических диагностических признаков

$$\Pi = (\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_p) \quad (12)$$

будем называть вектором признаков.

Из матрицы чувствительности (9) формируется матрица (таблица) неисправностей.

Если в связи f_i произошло нарушение, то значения реализации (0,1) диагностических признаков $\pi_j, j = 1, 2, \dots, p$ противоположны соответствующим элементам i -й строки матрицы чувствительности S , т.е. $\pi_j = \bar{s}_{ij}$. Если $\pi_j = 1$ или, что то же самое, $s_{kj} = 0$, для всех $j = 1, 2, \dots, p$ состояние связи f_i не определено.

В нашем примере матрица чувствительности S и матрица неисправностей Z связаны следующим образом:

$$S = \begin{matrix} & \begin{matrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{matrix} \end{matrix} \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \longrightarrow Z = \begin{matrix} & \begin{matrix} \pi_1 & \pi_2 & \pi_3 & \pi_4 \end{matrix} \end{matrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 1 \end{pmatrix}$$

Признаки $\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4$ формируются, например, по измеряемым значениям датчика p_k^* и расчетным параметрам $p_k^{(i)}$, получаемым из решения системы уравнений при последовательном исключении i -й связи с помощью исключающего датчика m_{Γ}^* .

Если вектор логических признаков Π совпадает с одной или несколькими строками матрицы неисправностей Z , то нарушена та связь или совокупность связей, номера которых совпадают с номерами строк матрицы Z .

Перспективы дальнейших исследований. Дальнейшее совершенствование метода структурного исключения по существу связано с повышением точности измерения параметров функционирования и точности математического моделирования рабочих процессов. Интегрально эти характеристики могут быть улучшены в результате коррекции математической модели по результатам доводки и (или) контрольно-технологических испытаний двигателя. Для повышения эффективности локализации неисправности процедуры коррекции должны базироваться на процедурах метода диагностирования.

Выводы. Предложенный метод локализации неисправностей основан на использовании структурных свойств объекта диагностирования, отраженных в его математической модели, что совместно с подходящим образом выбранной системой измерения обеспечивает формирование диагностических признаков, локально чувствительных к неисправности произвольного вида.

Литература

1. Биргер И.А. Техническая диагностика.- М.: Машиностроение, 1978.- 240 с.
2. Жуковский А.Е., Кондрусев В.С., Окорочков В.В. Испытания жидкостных ракетных двигателей.- М.: Машиностроение, 1992.- 352 с.
3. Коломенцев А.И., Мартиросов Д.С. Методы функциональной диагностики двигателей летательных аппаратов: Уч. пособие.- М.: Изд-во МАИ.- 2002.- 112 с.
4. Мартиросов Д.С. Диагностирование сложных технических систем на основе математических моделей и измеряемых параметров методом структурного исключения.- М.: Изд-во МАИ, 1998.- 56 с.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор С.В. Елифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; д-р техн. наук, профессор Б.И. Кузнецов, Украинская инженерно-педагогическая академия, г. Харьков.

STATISTICAL TESTING OF DYNAMIC MODEL IDENTIFICATION PROCEDURE FOR GAS TURBINE DIAGNOSIS

Sergey Yepifanov,

National Aerospace University of Ukraine, Kharkov

Igor Loboda,

National Polytechnic Institute of Mexico, Mexico, Federal District,

Yakov Feldshteyn,

Compressor Controls Corporation, Des Moines, U.S.A.

1. Introduction

For a gas turbine that is considered as a complex and expensive system, condition monitoring technologies have the potential to save millions of dollars per year [1], through lowering fuel consumption, reducing catastrophic failures, decreasing mean time to repair, and optimizing maintenance planning. This will significantly reduce life cycle cost and improve competitive position of companies that maintain engines equipped with condition (health) monitoring systems.

Aircraft engine monitoring systems have become increasingly standard in the last two decades [2]. Above traditional aircraft application and usage in power plants of natural gas pumping and electrical power production, condition monitoring is used, for example, in shipboard [1] and battle tank [3] propulsion systems.

The thermodynamic (temperature, pressure, RPM, etc.) sensors are located at strategic points along the gas flow in the engine to provide more detailed thermodynamic picture of the engine's state. The algorithms of failure detection that analyze registered thermodynamic parameters and use gas turbine models for diagnostic aims can be considered as principal algorithms of monitoring systems [2]. Gaspath failures can be detected by these algorithms, for example, compressor blade contamination, aerodynamic surfaces distortion, and seal wear as well as measurement system malfunctions.

Wide usage of mathematical models in diagnosing process is explained by high cost of physical failure modelling, an infrequent display of gas turbine failures,

and other causes. Steady state regimes and corresponding static models are traditionally chosen for diagnostic needs; however transient regime analysis [4] is also involved in the diagnosis now.

Primarily, static thermodynamic models of different engines types and techniques of model identification were elaborated and applied in diagnostic aims [5]. A double effect was reached from this application: at first, higher model accuracy; at second, a diagnosing process simplification.

For feather diagnosing enhancement, a dynamic model and its identification procedure had been developed later and adapted to a stationary gas turbine power plant [6]. As every new tool perspective for practical implementation in active monitoring system, this procedure must be carefully verified. Therefore, a statistical testing of the dynamic model identification (DMI) procedure was carried out. The testing is described and the results are discussed in this paper as well as perspectives of DMI-procedure incorporating into the monitoring system.

2. Dynamic model identification

Dynamic nonlinear gaspath model describes behavior of thermodynamic parameters on transient regimes and can be presented by the common expression

$$\vec{Y}(t) = F[\vec{U}(t), \vec{\Theta}, t], \quad (1)$$

where the vector of regime and atmospheric conditions $\vec{U}(t)$ is given as a function of time, and a separate influence of the time variable t is explained by an inertia

nature of gas turbine dynamic processes. Every engine component (compressor, turbine, combustion chamber etc.) in this model is presented by its performance. The

vector of state parameters $\vec{\Theta}$ is used for describing and simulating the engine failures. These parameters are able to displace component performances in arbitrary directions and simulate different failures by this mode. The state parameters have a relative form; and the normal value is zero.

The thermodynamic parameters of the model (1) are computed numerically as a solution of the system of differential equations in which the right parts are calculated from a system of algebraic equations reflecting the conditions of the components combined work on transient regimes. The measured values $\vec{Y}^*$ differ from the model generated ones due to the model errors ε_{Ym} and the measurement errors ε_Y , therefore

$$\vec{Y}^* = \vec{Y} + \varepsilon_{Ym} + \varepsilon_Y. \quad (2)$$

Similarly, the expression for regime and atmospheric conditions

$$\vec{U}^* = \vec{U} + \varepsilon_U \quad (3)$$

is formed.

It is suggested to divide the total measurement error level into three components influencing on identification process in different ways: ε_{0Y} , ε_{0U} - levels of systematic errors; ε_{1Y} , ε_{1U} - levels of long-term random fluctuations that are changed from one transient regime to another; ε_{2Y} , ε_{2U} - levels of short-term random fluctuations that are changed during a transient regime.

The objective of model identification consists in finding such values of model internal parameters which minimize a discrepancy between model external parameters and measured ones. The state parameters $\vec{\Theta}$ are chosen as such internal parameters that must be estimated. This is explained by the known fact that engine components theoretical performances used into the model are not sufficiently certain and may be specified on real

data $\vec{Y}^*$. So, the state parameter estimations $\hat{\vec{\Theta}}$ may be expressed as follows

$$\hat{\vec{\Theta}} = \arg \min \left\| \vec{Y}^*(t) - \vec{Y}[\vec{U}^*(t), \vec{\Theta}, t] \right\|. \quad (4)$$

Besides the better model accuracy resulting from such an adjustment, the simplification of the diagnosing process is reached because the found state parameters contain information of current technical condition of each component.

3. Identification procedure

Due to numeric nature of the dynamic model itself, any exact analytic solution (4) does not exist, and a numeric iteration procedure is applied. For any iteration of number $n+1$ the current estimation may be written as follows

$$\vec{\Theta}^{n+1} = \vec{\Theta}^n + \Delta \vec{\Theta}^n, \quad (5)$$

in which the current correction $\Delta \vec{\Theta}^n$ presents a regularized solution of the linear system

$$C(\vec{\Theta}^n) \Delta \vec{\Theta}^n = \vec{Z}(\vec{\Theta}^n), \quad (6)$$

where C - matrix of influence coefficients of state parameters on thermodynamic parameters calculated in registration points 1, 2, ..., N_T of the transient regime

chosen for the identification; $\vec{Z}$ - vector of discrepancies between the model values $\vec{Y}$ and measured ones $\vec{Y}^*$ formed in N_T corresponding time-points.

To solve the linear system (6), a standard technique is used that selects an optimal value of the regularization coefficient α . The variation boundary $\alpha_{\max}$ may be changed. The iterations are repeated until a moment when current increments of state parameters and thermodynamic parameters will be sufficiently low or on reaching the established cycle number N_l .

The software of the developed DMI-procedure includes about 70 program modules; around 90 percents of modules were imported from static model identification procedure and are time-proved. The software was tested on simulated data and real

information and had demonstrated a correct functioning and quick convergence [6].

Although the DMI-procedure is critical to computer operating speed, a stochastic measurement simulation and numerous repetitions of the identification in the course of procedure statistical testing are still possible. In this paper, an influence of various factors on identification accuracy is investigated by such a testing.

4. Statistical testing description

The statistical testing was carried out in the following sequence:

- 1) the failures are simulated by state parameters $\vec{\Theta}_{\text{mod}}$ that displace component performances;
- 2) corresponding thermodynamic parameters are generated by the model with changed component performances;
- 3) a random measurement noise is added to these thermodynamic parameters and the inlet and control parameters;
- 4) the DMI-procedure is executed on the simulated data $\vec{U}^*$ and $\vec{Y}^*$;
- 5) error of the estimations $\hat{\Theta}$ is determined.

In an external testing cycle this simulation and identification sequence is repeated N_S times for reliable determination of obtained average accuracy. Behavior and accuracy of tested procedure are checked with the following cycle- averaged values (criteria):

dY_i , $d\Theta_i$ - relative mean increments of thermodynamic and state parameters for every iteration i ;

δY_i^* - mean discrepancies between model thermodynamic parameters and measured ones;

$\delta \Theta_i$ - mean discrepancies between simulated and estimated values of state parameters;

δ_{Θ_j} , $\overline{\delta \Theta}$ - discrepancies between simulated and estimated values of every state parameter Θ_j and on average.

The state parameters present a primary interest for detection algorithms therefore the criteria δ_{Θ_j} and $\overline{\delta \Theta}$

are chosen to define final identification accuracy. Other criteria are intended for the identification flow checking.

The *factors* affecting the behavior and accuracy and analyzed in the paper may be classified in the following way.

A. Internal parameters cyclic testing:

- cycle number N_S .

B. DMI-procedure internal parameters:

- regularization coefficient boundary α_{max} ;

- iteration number N_I .

C. Identification conditions:

- measured thermodynamic parameters structure and number m ;

- state parameters structure and number r ;

- measurement error levels ε_{0Y} , ε_{1Y} , ε_{2Y} , ε_{0U} , ε_{1U} , ε_{2U} ;

- dynamic process profile $\vec{U}(t)$ given in N_T points;

- simulated state parameters $\vec{\Theta}_{\text{mod}}$.

The number N_S had been established first of all because it determines a total testing precision. Then with the known number N_S , the proper values α_{max} and N_I were estimated. After fixing the factors of the groups “A” and “B”, main part of the investigations was conducted: analyzing the group “C” factor, choosing optimal values, and forming the recommendations for diagnosis application.

Generally, there is not any information to consider above factors as independent and an idea to apply the complete factorial experiment to investigate the influence of the factors on the accuracy criteria looks as attractive. However, a great number of the factors, a sufficiently large required computer time (about 4 hours for a standard testing calculation on 1.7GHz Pentium IV computer), and impossibility to execute the DMI-procedure of the real engine at all theoretical points of such an experiment do not permit to realize this idea.

For this reason, other strategy had been chosen. A *base calculation* was established; factors were varied relatively the base calculation conditions and analyzed independently; most interesting and important results were verified by additional calculations in different conditions.

5. Testing results

5.1 Base calculation

The base calculation of identification procedure testing was executed in the following conditions:

1. $N_s = 1000$
2. $\alpha_{\max} = 5600$, $N_l = 3$
3. $m = 8$ (all parameters of the power plant regular measurement system);
4. $r = 6$ (a flow consumption parameter and an efficiency parameter for three components: compressor, high pressure turbine, free turbine);
5. $\varepsilon_{1Y} = \varepsilon_{1U} = 0.008$ (this noise level $\pm 0.8\%$ corresponds to the regular measurement system; for the parameters of rotation speed the level is established 5 times lower), other noise components are equal to zero;
6. vector $\vec{U}(t)$ given in 5 time-points includes a linear change of high pressure rotor speed from 9450 rpm to 10850 rpm during 2 seconds into the total interval of 4 seconds;
7. $\Theta_{\text{mod}1} = -0.03$ (compressor flow parameter) and $\Theta_{\text{mod}4} = -0.02$ (high pressure turbine efficiency parameter); other 4 parameters are equal to zero.

A choice of noted values is explained in more details below.

Table 1 includes the base calculation results which show that first two parameters possess a lower accuracy and other ones have the approximately constant dispersion 0.0048. The accuracy mean number

$\overline{\delta \Theta} = 0.00557$ is used below for a comparison of calculations. The systematic error presented by the estimation displacements looks as insignificant.

Table 1

Identification accuracy of the base calculation

δ_{Θ_1}	δ_{Θ_2}	δ_{Θ_3}	δ_{Θ_4}	δ_{Θ_5}	δ_{Θ_6}	$\overline{\delta \Theta}$
.00750	.00615	.00482	.00481	.00480	.00477	.00557
Averaged estimation displacements						
.00132	-.00081	.00144	.00106	.00100	-.00066	

It is practically interesting to know how clear is distinguished the simulated failure on the background of identification errors of such a level. To provide the answer, the basic calculation was repeated with an introduction of the failure simulation $\vec{\Theta}_{\text{mod}}$ after the testing cycle 200. The resulting estimations for four state parameters are plotted in Figure 1. It is evident from the plots Θ_1 and Θ_4 that the failure is statistically recognized.

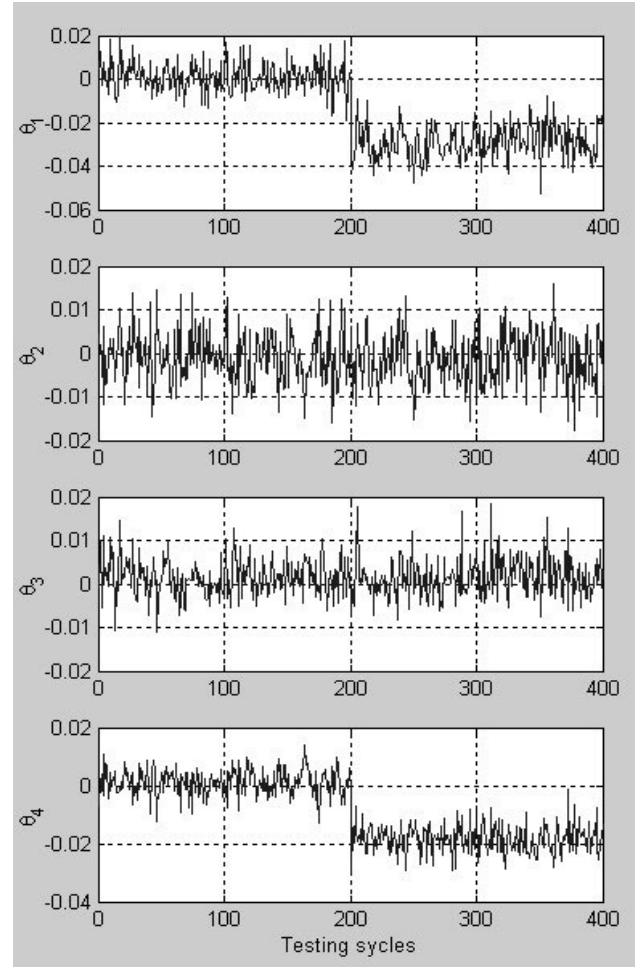


Fig. 1. State parameter estimations

5.2 Testing precision

So, the first task of factors analysis was to establish proper cycle number N_s to provide necessary precision level of the testing calculations. With the number 1000, the level $[\pm(2-3)\%$ for δ_{Θ_j} and $\pm 1\%$ for $\overline{\delta \Theta}]$ was reached. This level is sufficient for reliable determination of the factor influence on the criteria and presents a compromise between the achieved precision and required computer time.

5.3 Determination of identification procedure parameters

To determine the identification procedure parameters, let analyze Figure 2 where identification flow in the base conditions (excepting $N_I = 10$) is demonstrated. Common logarithms of current iteration increments dY_i , $d\Theta_i$ and current accuracies δY^*_i , $\delta \Theta_i$ are plotted here versus iteration number variable. It may be noted that more and more short steps follow after the largest first one, and the increments are stabilized to the iterations 7-8, but accuracy stabilization is reached already on the iterations 2-3. Due to a flatness of the curves dY and $d\Theta$ in the right part of the plot, besides the increment limitation, an iteration number boundary was also introduced for loop termination and the value $N_I = 3$ is accepted as basic.

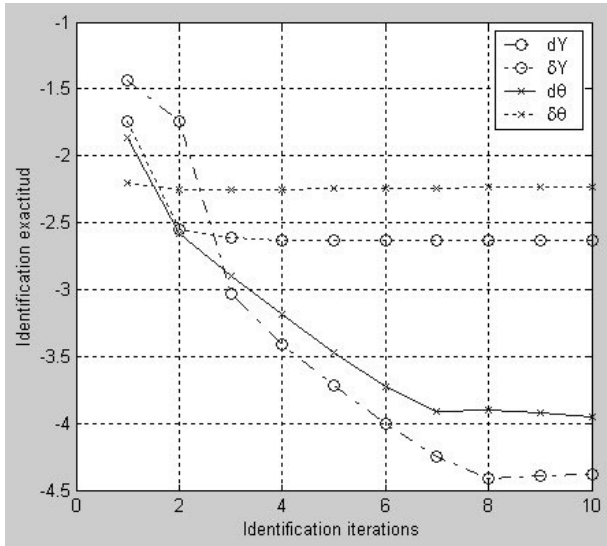


Fig. 2. Identification process

Usually, the first iteration is carried out with small regularization coefficient and later it runs up to the maximum $\alpha_{\max}$ therefore the limit $\alpha_{\max}$ influences to identification behavior. However, the calculations with wide limit variation had been shown its weak influence on the accuracy and necessary iteration number. So, the values $\alpha_{\max} = 5600$ and $N_I = 3$ were conserved.

5.4 Influence of structure of measured and estimated parameters

In the investigations related with gas turbine model identification, the influence of measured and estimated

parameters structure on identification accuracy is one of the traditional problems. Particularly, it is known that measured parameters number increase and/or estimated parameters number decrease lead to better estimation accuracy. This rule acts with one exception: all state parameters that really affect an engine state must be included in estimation least. In contrast, the accuracy will drop sufficiently.

To verify and specify the noted influence five calculations were fulfilled in addition to base calculation. Calculation conditions (differences from base calculation only) and mean accuracies are included in Table 2.

Consequent comparison of the calculations B1, A, and B2 as well as C1, C2, A, and C3 shows that the mentioned rule is kept generally. It may be noted too that

the relation $\overline{\delta \Theta}(m, r)$ is not linear and, besides the parameters number, the structure also influences on the accuracy.

So, for example, the weak influence of measurement system extension until 10 parameters (compare calculations A and B2) may be explained by the high self-descriptiveness of regular parameters and low one of additional parameters.

Other example: the enormous accuracy drop in the calculation C3. It is related with two states parameters included additionally for rotor inertia changes. Accuracy loss follows from a weak action of these parameters on the dynamic process in the calculation C3 conditions.

Table 2

Parameter number influence

Calculation designations	Calculation conditions	$\overline{\delta \Theta}$
A	basic ($m = 8, r = 6$)	0.00557
B1	$m = 6$	0.01356
B2	$m = 10$	0.00554
C1	$r = 2$	0.00373
C2	$r = 4$	0.00484
C3	$r = 8$	2.05661

5.5 Influence of measurement error structure

During one transient regime, the long-term noise induces a constant displacement of all registered values of a thermodynamic parameter and may be considered as a systematic error which is transferred wholly on state parameter estimations. In contrast, the short short-term noise produces the random displacements and the averaged error only is transmitted on the estimations. So, it may be supposed beforehand that the short-term noise will induce lower identification error than the long-term one.

To verify this supposition, calculations with short-term noise simulation only were executed and the results are presented in Table 3 as well as the base calculation result. From comparison of the calculations D1 and C follows that the short-term noise causes more than two times lower estimation error. Comparison of the calculations D1, D2, and D3 confirms noted in the part 5.4 influence of the measured parameters number m .

Table 3
Short-term noise calculations

Calculation designations	Calculation conditions	$\overline{\delta} \Theta$
A	basic ($\varepsilon_{1Y}=\varepsilon_{1U}=0.008$)	0.00557
D1	$\varepsilon_{2Y}=\varepsilon_{2U}=0.008$	0.00256
D2	$\varepsilon_{2Y}=\varepsilon_{2U}=0.008$, $m = 6$	0.00835
D3	$\varepsilon_{2Y}=\varepsilon_{2U}=0.008$, $m=10$	0.00254

In constant identification conditions, systematic measurement errors will induce identification systematic errors. On the other hand, the condition change may lead to a shift of the estimation and estimation errors.

To evaluate this effect, three sets of fixed systematic measurement errors were formed and DMI-procedure was repeated for every set in the seven different condition variants. Related with variant change scatters of six estimated parameters are presented in Table 4. It is seen that the scatters may reach the level of simulated state parameters. So, systematic measurement errors may induce the random estimation errors when random changes of identification conditions take place.

Systematic estimation errors are not considered here because it is supposed that in the diagnosis, the time-series of estimation will be analyzed and a relative estimative change only will be considerable.

Table 4
Systematic measurement error influence

Sets	Estimation scatters					
1	0.0363	0.0139	0.0170	0.0076	0.0262	0.0146
2	0.0099	0.0010	0.0059	0.0035	0.0074	0.0032
3	0.0122	0.0064	0.0121	0.0047	0.0143	0.0072

5.6 Influence of dynamic process profile and failure type

To estimate dynamic process and failure type on the identification accuracy, the process profile (regime parameter change during the process and process total time) and failure development were modified. The results presented in Table 5 display the estimation error stability to these factors (the scatter does not exceed the testing error level).

So, an attempt had been made to analyze systematically a maximal number of factors affecting the identification accuracy and to determine numerically this influence. Applied statistical testing included the model-based simulation of failures and generation of random measurement errors with theoretical distribution.

Table 5
Calculations with variation of dynamic process profile and failure type

Calculation designations	Calculation conditions	$\overline{\delta} \Theta$
A	basic	0.00557
E1	3 times decrease of regime parameter change	0.00580
E2	5 times increase of time interval	0.00561
F1	3 times decrease of failure development	0.00557
F2	absence of failure	0.00555

However, it is clear that conducted investigations do not resolve all difficulties of such a challenge as gas turbine dynamic model identification. Besides the known problems of static model identification [7] that are actual here too, new ones, for example, a dynamic measurement error problem, are expected. Not all of these problems may be resolved by means of the model-based simulation and one of the near future tasks will be to verify the procedure on the data of physical failure simulation and/or real failure display.

6. Conclusion

Thus, to verify the developed dynamic model identification procedure for including into gas turbine health monitoring systems, the statistical testing had been carried out. A lot of factors affecting the identification accuracy were analyzed. Sufficient factors had been determined, for instance, the systematic and random long-term measurement errors. An invariance of the accuracy to other group of factors such as dynamic process profile and simulated failure type was also noted.

The achieved accuracy level is sufficient to suggest this identification procedure for realization in monitoring systems. The procedure promises to make gas turbine diagnosing more universal by enabling attraction of transient regimes.

Acknowledgments

The work has been carried out with the support of INTAS grant (Project № 2000-757), Compressor Controls Corporation, Iowa (U.S.A.) and National Polytechnic Institute of Mexico (project 20021022).

References

1. A prognostic modelling approach for predicting recurring maintenance for shipboard propulsion system. Gregory J. Kacprzynski, Michael Gumina, Michael J. Roemer, Daniel E. Caguiat, Thomas R. Galie, Jack J. McGroarty. Proceedings of ASME Turbo Expo 2001, New Orleans, LA USA, 2001.- 7 p.
2. Tumer Irem Y., Anupa Bajwa. A survey of aircraft engine health monitoring system. AIAA-99-2528 paper, 1999.- 8 p.
3. Greitzer Frank L., Lars J. Kangas, Kristine M. Terrones, Melody A. Maynard, Bary W. Wilson, Ronald A. Pawlowski, Daniel R. Sisk, and Newton B. Brown. Gas turbine engine health monitoring and prognostics. International Society of Logistics (SOLE) Symposium, Las Vegas, Nevada, 1999.- 7 p.
4. Lord Bryce, Joshua Bennett. Equipment Health Monitoring Failure Modes Case Study. National Petroleum Show, Calgary, Alberta Canada, 2000.- 25 p.
5. Loboda I.I., Yepifanov S.V., Goriachy A.A. Gas turbine engines diagnosing based on thermal dynamic models. "Aircraft of 21 century": Transactions of International Scientific and Technical Conference, Voronezh, Russia, 1999.- P. 234-241.
6. Loboda I. Identification procedure development of gas turbine nonlinear dynamic model. Latin American Congress of Automatic Control, Guadalajara, Mexico, 2002.- 5 p.
7. Loboda I. Results of identifications of gas pump unit nonlinear mathematical model with maintenance data. Aerospace Technics and Technology: Journal of National Aerospace University, Ukraine, Issue 19, 2000.- P. 385-392.

Поступила в редакцию 05.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, проректор по НИР, профессор Б.И. Кузнецов, Харьковская инженерно-педагогическая академия, г. Харьков; д-р техн. наук, профессор В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет "ХАИ" им. Н.Е. Жуковского, г. Харьков.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕТОДИКА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АГРЕГАТОВ АВТОМАТИКИ ПГСР РН

А.Н. Пономарев, А.В. Сичевой, канд. техн. наук,

Днепропетровский национальный университет, г. Днепропетровск, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Высокая стоимость современных летательных аппаратов и важность задач, которые ставятся перед ними, определяют повышенные требования к их надежности. Одним из способов улучшения качества изготовления и повышения надежности ракет-носителей является совершенствование существующих и разработка принципиально новых методов контроля и диагноза на всех этапах производства, хранения и эксплуатации.

Раннее обнаружение зарождающихся дефектов и защита эксплуатируемого оборудования составляют основную проблему технической диагностики, целью которой является повышение надежности и ресурса технических систем. Наиболее важным показателем надежности является отсутствие отказов во время функционирования технической системы [1].

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем.

Испытания на надежность являются важнейшей и неотъемлемой частью производства ракет-носителей. Одной из наиболее сложных составных частей РН является пневмогидравлическая система питания (ПГСР). В ее состав входит большое количество элементов, узлов, агрегатов автоматики. Вследствие сложности конструкции ПГСР проходит ряд испытаний как на этапе сборки, так и на завершающем этапе в целом. Но после окончательной сборки изделие направляется на стартовую площадку, и, в результате транспортировки и сборки изделия непосредственно на стартовой площадке в конструкции могут возникнуть неполадки, которые в дальнейшем могут привести к аварийному исходу. Поэтому следует отметить именно важность предстартовых испытаний, которые могут гарантировать успешный пуск изделия.

В последнее время предприняты решительные усилия, направленные на то, чтобы вопросы обеспечения производственно-технологической надежности

ставились и решались на самых ранних этапах создания новой техники, начиная с проектирования.

Существует некоторое количество методов диагностирования ПГСР, предназначенных для исследования герметичности трубопроводов и магистралей, соответствия проектных параметров расхода и давления компонентов, а также для оценки правильности сборки сложных магистралей.

Для контроля качества изготовления ПГСР в настоящее время применяют различные виды испытаний: контрольно-технологические (КТИ), контрольно-выборочные (КВИ), а также «холодные» контрольно-технологические испытания (ХКТИ) без последующей переборки. С точки зрения снижения себестоимости испытаний достаточно привлекательны ХКТИ, основанные на принципе физического моделирования гидравлических характеристик агрегатов и узлов двигателя путем применения жидкостей и газов, имитирующих компоненты топлива и рабочее тело турбины. Разработанные при проектировании и производстве ракеты-носителя «Зенит» холодные технологические испытания (ХТИ) позволили с высокой достоверностью определить исходное техническое состояние систем ПГСР РН перед ее отправкой с завода-изготовителя. ХТИ обеспечили выявление ряда технологических дефектов в ПГСР ракеты-носителя «Зенит», которые существующими методами контрольных испытаний не определяются [2, 3]. Однако, применяемые сегодня методики проведения ХТИ не позволяют определить наличие слабых или прогрессирующих дефектов элементов автоматики многообразного действия. Учитывая общие требования невмешательства средствами испытаний при ХТИ в окончательно собранное изделие, авторами предлагается применять для данных целей метод виброакустической диагностики. Методы виброакустической диагностики позволяют успешно решать поставленные задачи благодаря огромной информационной емкости

вибраакустических процессов, сопровождающих функционирование машин и механизмов [4].

Объектом диагностирования могут быть любые технические объекты, функционирование которых сопровождается возбуждением колебаний. Основное отличие виброакустической диагностики – это использование в качестве диагностических признаков т.н. вторичных параметров функционирования механизма и распространяющихся по конструкциям механизма в окружающую среду и регистрируемых в виде параметров смещения, скорости, ускорения и др. [5].

Основным принципом виброакустической диагностики является оценка отклонения параметров технического состояния от нормы по параметрам виброакустического сигнала. Это означает, что виброакустический сигнал в режиме нормального функционирования механизма определяет уровень помех при диагностировании, поэтому чем сложнее механизм, тем выше уровень его виброактивности и тем труднее выявить информативную, изменяющуюся часть сигнала. Для различения состояний механизмов используется математический аппарат распознавания образов [1, 4].

Цель исследований. Целью исследований является разработка инженерной методики диагностики агрегатов автоматики ПГСП РН, позволяющей оперативно, объективно и с минимальными финансовыми и трудозатратами определять исходное техническое состояние исследуемого объекта. Алгоритмы практической реализации разработанной методики позволят существенно повысить надежность изделий отрасли.

Результаты исследований. Было проведено исследование ПГСП РН, в частности агрегатов автоматики. Рассмотрены конструкции применяемых в современной ракетной технике клапанов, определены объекты диагностирования – электропневмо-, электрогидроклапаны (ЭПК, ЭГК). ЭПК применяются в качестве разделительных устройств пневмосистемы и системы наддува, обеспечивают поступление газа в рабочие объемы пневмоклапанов или образование воздушных подушек при наддуве баков, также устанавливаются в системах ориентации и стабилизации КЛА.

На основании статистических данных для указанных конструкций определены возможные неисправности: заедание; заклинивание; появление надиров; расклепывание или растрескивание уплотнительных

элементов; недооткрытие (недозакрытие); неточность срабатывания (по времени).

Большой объем вычислений, связанный с обработкой текущей информации, формированием эталонных диагностических признаков и пороговых значений, классифицирующих функций и решающих правил распознавания технических состояний, оценкой тенденции их изменения, предполагает построение многоцелевой системы диагностирования на базе современной ЭВМ. На основании сравнения текущих и эталонных диагностических признаков, производится операция принятия решения о принадлежности к тому или иному классу состояний, т.е. ставится диагноз объекта диагностирования.

Процедура диагностирования состоит из двух взаимообусловленных фаз: этапа обучения системы диагностирования и этапа распознавания [4, 5]. На этапе обучения анализируют свойства виброакустических процессов при нормальном состоянии механизма и при наличии дефектов, на основе чего составляют словарь информативных признаков неисправностей, подлежащих диагностированию.

Для проведения исследований и отработки методики авторами была разработана и изготовлена экспериментальная установка, представленная на рис. 1.

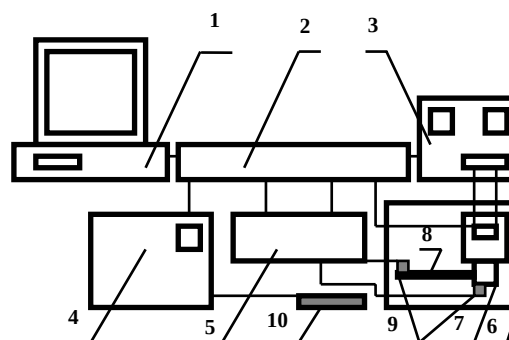


Рис. 1. Принципиальная схема установки

Сигнал, издаваемый объектом, фиксируется датчиками (вибрационной и акустической составляющими). Подача тока на клапан осуществляется блоком питания (3). Датчики вибрации (9) установлены непосредственно на самом испытуемом клапане (7) и на сопряженном с ним элементе трубопровода (8). Сигнал от вибродатчиков усиливается с помощью усилителя (5). Измерительный микрофон (10) расположен в окружающем пространстве стендовой плиты (6) на

небольшом расстоянии. Акустический сигнал согласуется с помощью прибора измерения шума и вибраций ИШВ-1 (4). После этого аналоговый сигнал преобразуется в цифровой код посредством АЦП (2) и передается на ЭВМ (1), где он попадает в общий банк данных, где производится обработка результатов.

Программа экспериментальных работ включает:

- исследование рабочих клапанов одного типа;
- исследование «дефектных» клапанов (дефекты вносятся в конструкцию клапана искусственно на основании статистических данных);
- составление словаря диагностических признаков;
- сбор диагностической информации;
- исследования полученных данных, построение диаграмм отказов, исследование вероятности отказов для конкретного типа клапанов.

В результате проведенных экспериментальных работ были получены параметры технических состояний агрегатов автоматики многократного действия – работоспособного и состояния отказа. Были разработаны модели исходного технического состояния.

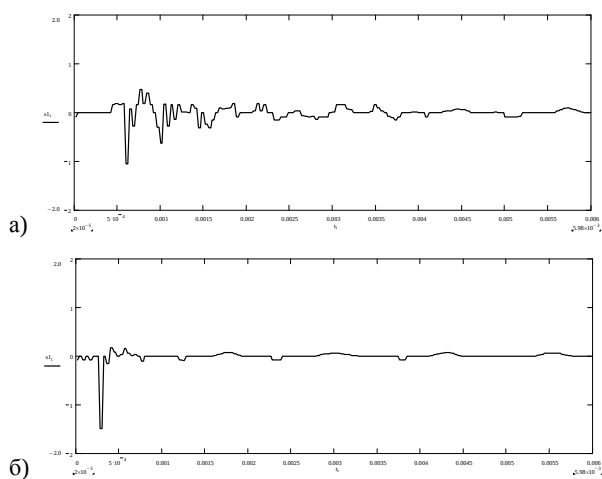


Рис. 2. Графические зависимости амплитудных характеристик измеряемого значения вибрации

На рис. 2 в качестве примера представлены графические зависимости контролируемых параметров от состояния объекта контроля – значение измеряемой вибрации при срабатывании клапана. На фиг. а) показана амплитудная характеристика нормального (работоспособного) состояния; на фиг. б) – амплитудная характеристика неисправного состояния (негерметич-

ность, связанная с попаданием посторонних частиц на уплотнительные элементы).

Из рисунка видно, что показатели вибрации существенно отличаются, что говорит о работоспособности предложенной методики.

Перспективы дальнейших исследований. Полученные предварительные результаты позволяют надеяться на дальнейшее развитие методики испытаний. Одновременно требуется сосредоточить усилия на разработку адекватных математических описаний дефектов и неисправностей элементов автоматики с целью создания достаточно универсальной экспериментально-теоретической методики, применимой в условиях производства.

Выводы. Предложенная методика удовлетворяет требованиям отрасли по оперативности и достоверности контроля агрегатов. Следует отметить, что разработанная методика может найти место и в других отраслях народного хозяйства – энергетика, нефтегазовая промышленность, общее машиностроение, и др.

Литература

1. Биргер И.А. Техническая диагностика.– М.: Машиностроение, 1978.– 238 с.
2. Сичевой А.В. Диагностирование пневмогидравлической системы как этап технологического процесса изготовления ракеты-носителя // Техническая механика: Сб. науч. тр.- Днепропетровск: ИТМ НАН Украины и НКА Украины, 2002.– Вып. 1.- С. 138-145.
3. Губанов Б.И. Триумф и трагедия «Энергии». Размышления главного конструктора: В 4-х т.- Н. Новгород, 1988.- Т. 3. «Энергия»-«Буран».– 432 с.
4. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов.– М.: Машиностроение, 1987.– 288 с.
5. Вибрации в технике: Справочник в 6 т.- М.: Машиностроение, 1981.– Т. 5.– Измерения и испытания.- 496 с.

Поступила в редакцию 12.05.03

Рецензент: канд. техн. наук, доц. каф. двигателестроения В.Ф. Приданцев, ДНУ, г. Днепропетровск; д-р техн. наук, профессор Н.В. Белан, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского, г. Харьков.

БАЗА ДАННЫХ ДЛЯ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Г.Г. Куликов, д-р техн. наук, П.С. Котенко, канд. техн. наук,

В.С. Фатилов, канд. техн. наук, В.Ю. Арьков, д-р техн. наук,

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа, Россия,

В.П. Ищук, Авиационный научно-технический комплекс им. О.К. Антонова, г. Киев, Украина

Рассматривается проблема проектирования базы данных для создания и развития информационных технологий контроля, управления и диагностики силовых установок. Обоснованы основные требования и принцип построения базы данных. Предложен способ применения указанной базы данных при создании интеллектуальных информационных технологий разработки и эксплуатации силовых установок в процессе их жизненного цикла.

Введение. В последнее время в области отечественного и зарубежного авиастроения происходит интенсивное внедрение электронных компонентов в механические системы. Широкое использование электроники открывает новые возможности для оптимального управления, контроля состояния, диагностики отказов и прогнозирования технического состояния.

Следует отметить, что рынок электронных компонентов насыщается сравнительно дешевыми микропроцессорами с превосходными параметрами по быстродействию, потреблению энергии, надежности, габаритам и массе. Такие микропроцессоры могут быть интегрированы с коммутаторами, аналого-цифровыми преобразователями (АЦП) или многоканальными АЦП, портами обмена данными с внешними системами и цифро-аналоговыми преобразователями (ЦАП).

Кроме того, электронные компоненты придают механической системе новые качества в сфере технического обслуживания. В авиационных двигателях электро-механика и электроника появилась вначале в виде простых регуляторов отдельных каналов или регулирования комплекса параметров. Дальнейшее совершенствование элементной базы привело к появлению электронных

систем управления и диагностики двигателя с полной ответственностью Full Authority Digital Engine Control (FADEC), а также систем автоматического управления силовой установкой (САУСУ) и интегрированных систем управления полетом и двигателем (ИСУПД).

С наращиванием вычислительных возможностей компьютеров интересы разработчиков подобных систем переместились в область создания эффективного программно-математического обеспечения. Применение бортовых вычислительных систем открыло возможности для автоматического накопления больших объемов оцифрованных данных в полете и на земле. Поэтому становятся актуальными статистические методы, в том числе методы обработки информации на основе марковских моделей и карт статистической обработки информации при многократных измерениях.

При реализации статистических методов повышается не только точность измеряемых параметров бортовыми датчиками, но и достоверность выходной информации. Важным при этом является и путь следования входной и выходной информации, поступающей для обработки в вычислительные системы контроля, управления и диагностики СУ и выходящей из них в другие системы.

Необходимо учесть, что число параметров, измеряемых датчиками и поступающих от бортового радиоэлектронного оборудования, весьма ограничено, что недостаточно для локализации отказавшего конструктивно-съемного блока (КСБ). Поэтому требуется создание элементов экспертной системы в виде алгоритмов, дополняющих основные задачи контроля, управления и диагностики и реализуемых в САУСУ.

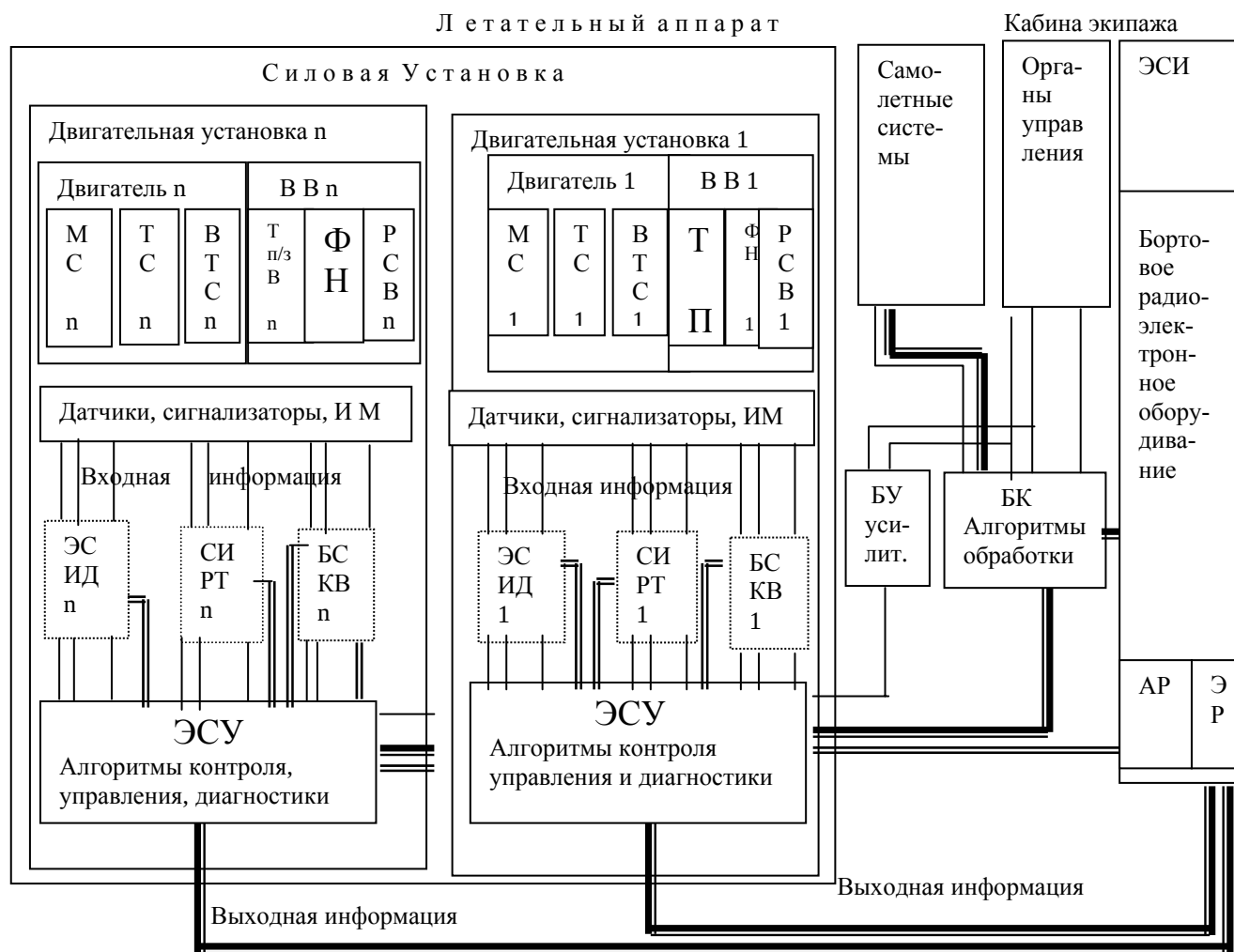


Рис. 1. Декомпозиция силовой установки как объекта контроля при построения базы данных:

- | | |
|--|---|
| ВВ – винтовентилятор; | ЭСИ – экранная система индикации; |
| МС – масляная система; | ТС – топливная система; |
| ВТС – воздушный турбостартер; | ТП/ЗВ – тормоз переднего винта, тормоз заднего винта; |
| ФН – флюгер-насос; | РСВ – регулятор соосного винта; |
| ЭСИД – электронная система измерения давлений; | СИРТ – система измерения расхода топлива; |
| БСКВ – бортовая система контроля вибраций; | БУ – блок усилителей; |
| БК – блок комплексирования; | ЭСУ – электронная система управления; |
| АР – аварийный регистратор; | ЭР – эксплуатационный регистратор; |
| п - количество двигательных установок, винтовентиляторов, двигателей и их систем | |

Для реализации вышеперечисленных функций необходимо формализованное описание объекта контроля и диагностики. В качестве такого описания может выступить база данных (БД) по силовой установке, построенная по определенным правилам. Основой для создания такой базы данных может служить следующая информация:

- технические задания на разработку электронных систем;
- конструкторская документация на двигатели;

- конструкторская документация на системы управления двигателями;
- опыт эксплуатации систем управления на различных летательных аппаратах.

Основные требования и принцип построения базы данных. При создании базы данных по авиационным двигателям важно выполнить ряд требований, чтобы облегчить разработку программно-математического обеспечения (ПМО) задач управления, контроля и диагностики технического состояния авиадвигателей. Кроме того, не-

обходимо обеспечить возможность развития систем и решения новых задач по мере накопления опыта эксплуатации или при появлении дополнительных датчиков в системе контроля технического состояния.

Рассмотрим основные требования к базе данных.

База данных должна обладать определенным уровнем *универсальности*, то есть обеспечить возможность описания различных двигателей и силовых установок летательных аппаратов. В этом случае появляются предпосылки к созданию типовых решений и технологий, ориентированных на тиражирование в данной предметной области.

В создаваемой базе данных целесообразно выполнить *декомпозицию* представления силовой установки путем ее деления на составные части вплоть до конструктивно-сменных блоков конструкции:

$$\begin{aligned} \text{СУ} &= \text{БК} + \text{СЗСУ} + n (\text{ДУ} + \text{ЭСУ}) = \\ &= \text{БК} + n (\text{ЭСУ} + \text{СЗДУ} + \text{ВВ} + \\ &+ \text{МСВВ} + \text{Д} + \text{МСД} + \text{ТС}), \end{aligned}$$

где СУ – силовая установка,

БК – блок комплексирования,

СЗСУ – система запуска силовой установки;

n – количество двигательных установок в СУ;

ДУ – двигательная установка, включающая в свой состав собственно двигатель (Д), винтовентилятор (ВВ) и обслуживающие системы (масляная система МСВВ, система флюгирования СФ с флюгер насосом ФН, и др);

ЭСУ – электронная система управления, выполняющая также функцию контроля и диагностики двигательных установок; СЗДУ – система запуска двигательной установки, включающая в свой состав воздушный турбостартер (ВТС) и органы управления запуском;

Д – двигатель;

МС – масляная система двигателя;

ТС – топливная система двигателя.

Каждая из названных систем ДУ может быть расчленена на конструктивные части и в пределе на конструктивно-сменные блоки включая датчики.

Блок комплексирования выполняет функцию связи с автономными электронными и самолетными системами, установленными на борту летательного аппара-

та (ЛА) и с пультами и органами управления, установленными в кабине экипажа. Кроме того, БК выполняет функцию разделения заданной тяги на *n* двигательных установок и управления РУД в режиме автомата тяги, а также обеспечивает управление информационными потоками в рамках мультиплексного канала информационного обмена (МКИО) СУ.

Принцип представления конструкции силовой установки в базе данных заключается в организации информации по контролируемым узлам, агрегатам и системам, а также КСБ, не охваченным системой контроля СУ. В результате специалисты, использующие базу данных при разработке ПМО контроля и диагностики, получают возможность обеспечить определение отказов с глубиной до КСБ.

Реализация рассмотренной структуры базы данных может быть выполнена средствами реляционных систем управления базами данных (СУБД) либо на базе современных электронных таблиц.

На этапе эскизного проектирования предлагаемую базу данных можно реализовать в виде таблицы Excel, которая бы по строкам слева направо представляла собой входные данные, алгоритмы обработки и выходную информацию.

Далее, такая таблица может быть разбита на четыре колонки. Первая колонка представляет систему членения вложенных друг в друга установок, систем, агрегатов и КСБ, как показано на рис. 1, вторая – входные параметры и сигналы в системе членения. Третья – порядок обработки информации, четвертая – выходную информацию (параметры, признаки, слова - состояния в принятой системой кодирования и расшифровки) в той же системе членения, с адресацией, куда поступает информация.

Количество строк для каждого агрегата, узла, устройства, системы и в конечном итоге КСБ должно быть достаточно для полного представления входной информации алгоритмов выполняемых функций и выходной информации.

Входная информация базы данных представляет собой аналоговые и дискретные сигналы, поступающие из следующих источников:

- от датчиков и сигнализаторов, принадлежащих силовой установке;
- от электронных бортовых систем;
- от датчиков и сигнализаторов самолетного оборудования;
- от органов управления, установленных в кабине экипажа;
- от бортового радиоэлектронного оборудования (в цифровом виде).

Обработка входной информации выполняется с учетом заданных значений параметров (полный диапазон измерения, скорость изменения, время существования) в соответствии с алгоритмами контроля и диагностики.

В процессе обработки информации также участвуют так называемые «замещаемые» параметры и признаки, обеспечивающие принцип реконфигурации. К их числу, как правило, относят вычисляемые параметры либо данные резервных систем, имеющие близкий физический смысл.

Выходная информация включает статистически обработанные входные параметры и вычисленные признаки состояния. Указанные признаки состояния характеризуют текущее состояние измерительных каналов (датчики, линии связи и входные преобразователи), систем, агрегатов, исполнительных механизмов и других КСБ.

Выходные параметры могут быть представлены либо в виде слов значений параметров, либо в форме слов состояния, в которых сгруппированы вычисленные признаки. Выходные данные группируются по приведенному на рис. 1 принципу принадлежности к той или иной части силовой установки. В графе «Система — потребитель информации» указывается конкретная система, куда поступают выходные параметры или признаки. В качестве примеров таких систем можно назвать аварийный регистратор, эксплуатационный регистратор, индикатор системы экранной индикации, вычислительную систему управления полетом и тягой двигателей и т. д.

Для каждого крупного агрегата или системы силовой установки резервируются «окна прозрачности»

для последующего заполнения по мере совершенствования алгоритмов, инициирующих появление новых данных или при появлении новых датчиков или сигнализаторов. Слова состояния в базе данных должны сопровождаться расшифровкой с наименованием и обозначением признаков. Важно также, чтобы каждый параметр или расшифрованный признак слов состояния имели свой позиционный номер (шифр), который бы говорил о принадлежности к агрегату, системе, блоку по принятой государственной или международной системе классификации.

Возможен ряд ситуаций, когда число выходных признаков больше, чем количество входных параметров. Однако это не нарушает описанного подхода к формированию таблицы БД. В этом случае часть строк, относящихся к входной информации, остается незаполненной.

Применение базы данных. Основным назначением предлагаемой базы данных является информационная поддержка работы специалистов следующих предприятий (либо подразделений):

- создателей летательных аппаратов и авиадвигателей, формирующих технические задания (ТЗ) на системы управления и диагностики силовых установок. При этом операцию составления технических требований в ТЗ можно выполнять аналогично операции заполнения энергетиками опросных листов при заказе оборудования подстанций;
- создателей электронных систем управления и диагностики силовых установок и авиадвигателей. Использование предлагаемой базы данных упрощает разработку программно-математического обеспечения.

Работы по созданию и заполнению предлагаемой базы данных стимулируют создание экспертных систем для контроля и диагностики силовой установки. В этом случае происходит выявление конструктивно-сменных блоков, не имеющих контролируемых параметров. Состояние таких блоков невозможно определить алгоритмическим методом (в классическом понимании). Таким образом, внимание специалистов обращается и на решение проблемы обеспечения контролепригодности КСБ и силовой установки в целом.

Описанную базу данных можно назвать «исходной», поскольку здесь представлена информация о конструкции объекта контроля и информационных потоках в системе. Характерным признаком такой БД является неопределенность выходных признаков. Для того, чтобы наиболее полно представить состояние и «поведение» параметров и признаков, необходимо дополнить базу данных. Новая «информационная сущность» должна отразить статистику появления и накопления признаков отказов за определенный интервал времени в процессе эксплуатации силовых установок на стендах и летательных аппаратах.

За счет накопления отказов в процессе эксплуатации двигателей «информационная среда» будет непрерывно пополняться, сопровождая жизненный цикл силовой установки. В этой среде появляется возможность регистрации и анализа различных процессов, связанных с эксплуатацией и техническим обслуживанием:

- ухудшения характеристик по причине износа;
- обнаружения и диагностики отказов;
- принятых мер по парированию отказов;
- последствий парирования отказов.

Накопленная статистика отказов будет использоваться для поиска взаимосвязи их с входными параметрами, для разработки новых алгоритмов и экспертных систем, а также для подтверждения качества разработанного программного обеспечения.

Выводы. При создании информационных технологий контроля состояния и диагностики отказов авиационных силовых установок требуется формализовать информацию о конструкции и информационных потоках объекта контроля. Данная задача решается с помощью предложенной базы данных, которая реализуется на основе реляционных СУБД либо с помощью электронных таблиц.

Работа по созданию и заполнению такой базы данных фокусирует внимание специалистов на решение проблемы обеспечения контролепригодности силовой установки в целом и ее конструктивно-сменных блоков.

Описанная база данных по информационным потокам в форме комплексной таблицы составлена совместными усилиями специалистов УНПП «Молния» и УГАТУ. Работа поддержана грантом Европейской Комиссии INTAS-2000-757.

Литература

1. Интеллектуальные информационные технологии контроля и диагностики авиационных двигателей и их систем на протяжении жизненного цикла / В.Ю. Рутковский, Г.Г. Куликов, П.С. Котенко, В.С. Фатиков, В.Ю. Арьков, Г.И. Погорелов // Тр. Ин-та проблем управления РАН.- М.: ИПУ, 2002.-С. 312-320.
2. Котенко П.С. Системы технического обслуживания и автоматизированного контроля летательных аппаратов: Уч. пособие.- Уфа: УГАТУ, 2000.- 132 с.
3. Котенко П.С. Электронный борт самолета АН-70: концепции и перспективы // Мир авионики.- 1998.- № 2.- С. 47-52.
4. Intelligent information technologies for control and diagnostics of gas turbine engines and their systems at all stages of their life cycle / G.G. Kulikov, P.S. Kotenko, V.S. Fatikov, G.I. Pogorelov // Proc. AMETMAS-NOE Int. Workshop on Problems of Technology Transfer, Ufa.- 1999.- P. 121-124.
5. Интеллектуальный контроль состояния авиационных ГТД / Г.Г. Куликов, П.С. Котенко, В.С. Фатиков, В.Ю. Арьков, Г.И. Погорелов // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 2002.- Вып. 31. Двигатели и энергоустановки.- 163-167.

Поступила в редакцию 29.06.03

Рецензент: д-р техн. наук, профессор С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНЫХ ИМПУЛЬСНЫХ УПРАВЛЕНИЙ В САУ РАСХОДОМ ТОПЛИВА АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

*Г.С. Ранченко, канд. техн. наук, В.Ф. Миргород, канд. техн. наук, А.А. Бевзюк,
КБ «Элемент», г. Одесса, Украина*

Общая постановка. Прямое цифровое регулирование исполнительными механизмами (ИМ) является в настоящее время общепринятым способом технической реализации систем автоматического управления различного назначения в авиационном приборостроении. Для большинства практических задач интервалы дискретизации при цифровом представлении сигналов таковы, что ими можно пренебречь по сравнению с характерными постоянными времени регулируемых процессов и цифровые регуляторы проектируются по аналоговому прототипу, реализуя типовые П, ПИ, ПИД законы регулирования. Специфической особенностью САУ расходом топлива (САУРТ) в ГТД через насос-дозатор (НД) с непосредственным приводом дозирующего элемента от электромеханического преобразователя является весьма малая инерционность ИМ, соизмеримая с принятым в САУРТ интервалом дискретизации данных. Таким образом, САУРТ является дискретной по реализации.

Существенное влияние на процессы в системе оказывает нелинейность ИМ в виде момента «сухого» трения, неустойчивость, которая обусловлена его физической природой. Таким образом, САУРТ относится к классу дискретных существенно нелинейных систем управления, для которых создание соответствующих алгоритмов управления и их оптимизация являются важной прикладной задачей.

Обзор публикаций. Построение математической модели САУРТ на основе уравнений состояния и идентификации по экспериментальным данным выполнено в [1]. Как это установлено, экспериментальная апробация различных типовых законов регулирования не привела к положительным результатам. Принципиальное решение задачи обеспечения управляемости ИМ во всех режимах было достигнуто пу-

тем использования импульсных законов регулирования, в частности широтно-импульсного [2]. Широтно-импульсная модуляция (ШИМ) управляющего сигнала обеспечивает возможность преодоления момента трения во всем диапазоне регулирования расхода даже в условиях неидентичности характеристик различных ИМ. Достигнутые характеристики САУРТ по быстродействию и точности регулирования являются приемлемыми для эксплуатации, однако еще далеки от предельно достижимых. Дальнейшим шагом является оптимизация параметров РДЦ-450 с ШИМ в целях повышения точности поддержания заданного расхода. Однако классические методы теории оптимальных систем не могут быть непосредственно использованы ввиду нелинейности системы как по управлению (ШИМ), так и по регулируемому объекту. Поэтому представляет интерес использование метода оптимального демпфирования [3], разработанного для импульсных систем В.М. Кунцевичем [4] и в наибольшей степени соответствующего особенностям САУРТ.

Цель исследований. Целью исследований является синтез импульсного управления в САУРТ с ШИМ, основанного на оптимальном демпфировании квадратичного функционала качества для обеспечения повышения точности поддержания заданного расхода топлива.

Результаты. Следуя методу оптимального демпфирования [4], функционал качества задается в виде

$$I = \sum_{n=0}^{\infty} (\Delta W_n + \lambda U_n^2) = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi(x_n, U_n), \quad (1)$$

где W_n – функция Ляпунова, определенная, например, в виде квадратичной формы

$W_n = x_n^T Q x_n, Q \geq 0, \Delta W_n$ – ее первая разность на траекториях САУ;

x_n – вектор координат состояния;

U_n – сигнал управления;

λ – весовой коэффициент.

Оптимальное демпфирование (1) обеспечивает управление

$$U_n^* = \text{Arg min } \varphi(x_n, u). \quad (2)$$

Для линейных амплитудно-импульсных систем вида

$$x_{n+1} = H(x_n + B u_n),$$

где H – переходная матрица,

B – вектор смены состояния, решение (2) является также линейным:

$$U_n^* = -x_n^T H^T Q H (B^T H^T Q H B + \lambda)^{-1} = -x_n^T K^T \quad (3)$$

В САУ с ШИМ уравнения состояния нелинейны и имеют вид

$$x_{n+1} = H[x_n + B(\tau_n) u_n], \quad (4)$$

где $B(\tau_n) = H(-\tau_n) h(\tau_n)$;

$$h(\tau_n) = h(t)|_{t=\tau_n};$$

$h(t)$ – векторная переходная функция непрерывной части САУ;

$$U_n = U \text{Sign} S_n;$$

S_n – функция переключения полярности импульсов управления.

Целью синтеза является определение параметров ШИМ – модуляционной характеристики $\tau = f(x_n)$ и функции переключения, обеспечивающих оптимальное демпфирование заданного квадратичного функционала качества. Однако, не трудно видеть, что функционал (1) не отражает потери на управление в САУ с ШИМ. Поэтому модернизируем (1), вводя в него слагаемое, связанное с интенсивностью управления:

$$I = \sum_{n=0}^{\infty} [\Delta W_n + \lambda U^2 F(\tau_n)] = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi(x_n, \tau_n, u_n), \quad (5)$$

где $F(\tau)$ – четная положительная неубывающая функция:

$$F(0) = 0, F(0) > 0, dF/d\tau \geq 0.$$

Нетрудно видеть, что на траекториях (4) справедливо соотношение

$$\min_{\tau, u} \varphi(x_n, \tau, u) = \min_{\tau, u} \left\{ B^T(\tau) H^T Q H B(\tau) + \lambda F(\tau) \right\} u^2 + 2 x_n^T H^T Q H B(\tau) u \quad (6)$$

Согласно (6) оптимальный закон переключения полярности управляющих импульсов имеет вид

$$U_n = -U \text{Sign} x_n^T H^T Q H B(\tau_n). \quad (7)$$

С учетом (7) находим из (6) уравнение для определения оптимальной модуляционной характеристики

$$U B^T(\tau_n) H^T Q H \frac{dB(\tau)}{d\tau} \Big|_{\tau=\tau_n} + \frac{\lambda U}{2} \frac{dF(\tau)}{d\tau} \Big|_{\tau=\tau_n} - \left| x_n^T H^T Q H \frac{dB(\tau)}{d\tau} \Big|_{\tau=\tau_n} \right| = 0. \quad (8)$$

Исследуем свойства полученного решения задачи оптимизации. При насыщении ШИМ $\tau_n = T$ – период дискретизации, $F(\tau_n) = F(T) = \text{const}$ согласно (8)

$$\left[x_n^T + v B^T(\tau_n) \right] H^T Q H \frac{dB(\tau)}{d\tau} \Big|_{\tau=\tau_n} = 0.$$

Следовательно, $x_n^T + U B^T(\tau_n) = 0$ по уравнению движения (4) $x_{n+1} = 0$. При этом $x_n = -U B(\tau) = a_1$ является собственным вектором (4). Таким образом, оптимальное управление при насыщении ШИМ является ниль-потентным

При условии $\tau_n \ll T$, рассматривая отклонения от стационарного режима в первом приближении, $B(\tau_n) \approx B_0 \tau_n$. Тогда из (8) следует

$$- \left| x_n^T H^T Q H B_0 \right| + \tau_n U B_0^T H^T Q H B_0 + \frac{\lambda U}{2} \frac{dF(\tau)}{d\tau} \Big|_{\tau=\tau_n} = 0.$$

Например, для $F(\tau) = \tau^2$ оптимальным является управление

$$\tau_n^* = \left| x_n^T H^T Q H B_0 \right| \left[U (B_0^T H^T Q H B_0 + \lambda) \right]^{-1}. \quad (9)$$

Как это следует из (9), оптимальное управление является линейным (пропорциональным ШИМ) и совпадает по виду с амплитудно-импульсной модуляцией (АИМ) (3). Эквивалентность систем с ШИМ при малых глубинах модуляции системам с АИМ является известным фактом.

Таким образом, соотношения (6 - 8) позволяют оп-ределить оптимальные параметры цифрового регуля-тора с ШИМ, обеспечивающие оптимальное демпфи-рование квадратичного показателя качества (3) и тем самым повышение точности регулирования в САУ с ШИМ.

Для САУРТ структура полученных решений близ-ка к цифровой коррекции ШИМ по сигналу первой разности угла поворота дозирующего элемента, реа-лизованной в РДЦ-450, поскольку координатами со-стояния САУРТ в приближении (1), (2) являются ука-занный угол поворота и угловая скорость. Получае-мая согласно (8) модуляционная характеристика явля-ется существенно нелинейной и определяется пара-метрами ИМ, однако при цифровой реализации ее воспроизведение не представляет сложностей. На-пример, для инерционного звена с передаточной функцией $k/(p + \alpha)$ дискретное уравнение движения имеет вид

$$x_{n+1} = e^{-\alpha T} x_n + (1 - e^{-\alpha \tau_n}) u_n.$$

Функционал (5) может быть представлен выраже-нием

$$I = \sum (x_n^2 + \lambda U^2 \tau_n^2).$$

Оптимальная модуляционная характеристика оп-ределяется согласно (8) соотношением

$$|x_n| = k_v U e^{\alpha T} \left[(e^{-\alpha \tau_n} - 1) + \lambda \tau_n e^{-\alpha \tau_n} / \alpha \right]$$

и является существенно нелинейной.

Перспективы дальнейших исследований. Даль-нейшие исследования по оптимизации параметров САУРТ с ШИМ целесообразно направить на расши-рение возможностей управления введением дополни-тельной АИМ, поскольку предлагаемый подход непо-средственно обобщается на САУ с комбинированной

модуляцией. Представляется необходимым обоснова-ние вида дополнительного слагаемого в функционале качества и соотношение коэффициентов для конкрет-ных прикладных задач. Для САУРТ необходимо так-же решить задачу оптимальной оценки координат состояния, поскольку дальнейшее совершенствование системы в условиях неполной информации о коорди-натах состояния не представляется возможным.

Выводы. Повышение точности поддержания рас-хода топлива в САУРТ с прямым цифровым регули-рованием, использующим широтно-импульсную мо-дуляцию сигнала управления, может быть достигнуто оптимизацией модуляционной характеристики по квадратичному критерию качества. Для этой цели целесообразно использовать метод оптимального демпфирования, дополнительным достоинством ко-торого является устойчивость по Ляпунову получае-мых оптимальных решений.

Литература

1. Параметрическая и структурная идентифика-ция 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 энергоус-тановки.– С. 228-231.
2. 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 // *Авиаци-онно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.*– Харьков: ХАИ, 2002.– Вып. 30. Двигатели и энергоустановки.– С. 191-194.
3. Зубов В.И. Лекции по теории оптимального управления.– М.: Наука, 1975.– 495 с.
4. Кунцевич В.М., Лычак М.М. Синтез систем ав-томатического управления с помощью функций Ля-пунова.– М.: Наука, 1977.– 400 с.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: ученый секретарь научно-технического совета Н.П. Волошина, КБ «Элемент», г. Одесса; д-р техн. наук, профессор В.Д. Гогунский, ОНПУ, г. Одесса.

МЕТРОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ОБЪЕКТИВА ОПТИЧЕСКОГО ПИРОМЕТРИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ В ПРОЦЕССЕ РЕСУРСНОЙ НАРАБОТКИ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

И.Т. Губайдуллин,

Федеральное государственное унитарное предприятие

Уфимское научно-производственное предприятие «Молния», г. Уфа,

В.А. Шипигушев, Открытое акционерное общество «АВИАДВИГАТЕЛЬ», г. Пермь, Россия

Общая постановка проблемы и её связь с научно-практическими задачами

Применение бесконтактных оптических пирометрических преобразователей (ОПП) в составе авиационных бортовых систем контроля, диагностики газотурбинных двигателей (ГТД) [1, 2, 3, 4, 5, 6] потребовало решения проблемы обеспечения требуемых метрологических характеристик всех звеньев измерительного тракта. На данном этапе применения средств оптической пирометрии (СОП) вопросы обеспечения точности измерения температуры рабочих лопаток турбины в процессе эксплуатационной наработки выдвигаются на первый план.

Одной из самых сложных проблем по-прежнему остается проблема обеспечения надлежащей чистоты наружной поверхности ОПП в процессе длительной эксплуатационной наработки во всем диапазоне работы ГТД по всему спектру применения летательных аппаратов (ЛА).

Условия работы ОПП на различных типах ГТД весьма существенно отличаются [7]. Так работа в составе ГТД маневренных ЛА, используемых в военной авиации, сопровождается большим количеством установившихся переходных режимов при относительно однородных климатических условиях мест взлета и посадки.

Работа же в составе ГТД неманевренных ЛА, используемых в военно-транспортной авиации (ВТА), гражданской авиации, сопровождается длительной работой на установившихся крейсерских режимах, но в весьма разнородных климатических условиях мест взлета и посадки.

При работе ГТД происходит непрерывная генерация – образование углеродистых отложений (нагара) в камере сгорания, турбине, форсажной камере [8]. Подвод воздуха от одной из последних ступеней компрессора для защитного обдува объектива ОПП, сопровождается доставкой грязного воздуха, содержащего «букет» химических элементов, соединений, твердых частиц пыли, характерных для атмосферы аэродромов, промышленных предприятий – изготовителей двигателей.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач

Публикации, посвященные решению задач, связанных с проблемой загрязнения объектива ОПП продуктами сгорания, можно разделить на две основные группы. К первой группе следует отнести публикации [9, 10], посвященные превентивным мерам по ослаблению интенсивности, скорости загрязнения объектива ОПП. Ко второй группе следует отнести публикации [11, 4], посвященные системным мерам по контролю загрязнения и введению корректных поправок, уменьшающих методическую погрешность.

Несмотря на обширные и продолжительный опыт применения бесконтактных СОП в ряде стран (Великобритания, Франция, США, ФРГ, СССР, РФ) ряд практических задач по эксплуатации пока еще остаются нерешенными. К таким задачам относятся:

- создание модели процесса загрязнения;
- разработка эффективных и простых методов контроля загрязнения и автоматического введения поправок в выходные сигналы ОПП;

- оценка и прогнозирование допустимых интервалов эксплуатации (межрегламентный интервал) ОПП до очередных плановых работ по очистке объектива ОПП;

- разработка специальных чистящих средств, обеспечивающих быструю, эффективную и безопасную очистку в условиях военных аэродромов, гражданских аэропортов.

Несмотря на то, что в области создания и применения авиационных СОП работают много фирм, компаний, предприятий в ряде промышленно развитых стран, на сегодняшний день отсутствуют практические (пригодные для инженерной практики) модели, описывающие количественные связи между физико-химическими характеристиками загрязнения объектива (интенсивность и химический состав загрязнения, интегральный, спектральный коэффициент пропускания, пространственное распределение отложений) и эксплуатационными параметрами (наработка, количество циклов запуска, частота очистки и др.).

Цель исследований

Целью данного исследования является:

- обзор и анализ известных методов, способов борьбы с загрязнением объектива ОПП;

- анализ, систематизация экспериментальных данных, полученных в процессе эксплуатации авиационных бортовых ОПП ;

- выявление закономерностей и разработка эмпирической модели, описывающей статистическую взаимосвязь между величиной ухода (дрейфа) градуировочной характеристики ОПП из-за загрязнения объектива и длительностью (продолжительностью) наработки;

- разработка рекомендации по назначению обоснованных интервалов проведения регламентных работ по осмотру и очистке наружной поверхности объектива ОПП;

- анализ химического состава и физической картины загрязнения для разработки эффективных и безопасных средств очистки в эксплуатации.

Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Загрязнение наружной поверхности объектива ОПП также неизбежно, как и сажеобразование в камерах сгорания. Различия в процессах загрязнения объектива ОПП на разных типах и экземплярах ГТД проявляются в основном в скорости накопления отложений. Скорость накопления отложений варьируется в широких пределах в зависимости от интенсивности, производительности процессов сажеобразования в камерах сгорания, уровнем технического совершенства конструкции посадочного гнезда турбины (ПГТ) объектива ОПП и от эффективности защитного обдува.

На рис. 1 представлены фотографии объективов с чистой поверхностью (с «нулевой» наработкой) и с загрязненной поверхностью (с эксплуатационной наработкой более 500 часов на ГТД ПС-90А).

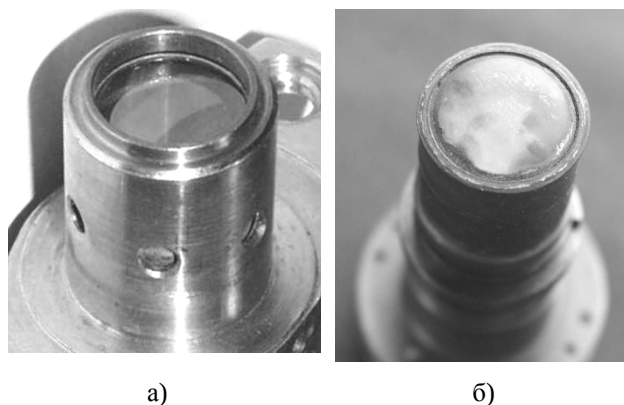


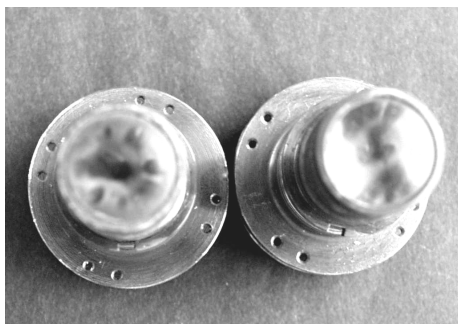
Рис. 1. Объективы ОПП

а) чистый объектив ОПП с дефлектором для обдува;
б) объектив ОПП со снятым дефлектором и отложением грязи на наружной поверхности

Процесс загрязнения объектива ОПП протекает в виде постепенного накопления поверхностных отложений в форме разнообразных пятен с причудливыми границами. Размеры, толщина, оптическая плотность отложений по всей поверхности объектива неравномерна. На рис. 2 представлены фотографии типичных случаев загрязнения.

Проведенные нами исследования показывают, что химический состав загрязнения на наружной поверхности объектива ОПП незначительно отличается от

аналогичных отложений на элементах конструкции турбин.



а)

Рис. 2. Объективы ОПП с типичными загрязнениями оптики

Химический состав отложений содержит масла, конденсированные ароматические углеводороды, эфирные группировки, асфальтены, карбены, карбоиды, золу. Элементный состав золы включает: Fe, Ni, Cr, Pb, Mn и др. Частицы нагара имеют размеры $0,25 \div 0,60$ мкм, причем доля самых крупных частиц достигает 20% по объему и приближается к свойствам графитированной сажи, кокса.

С увеличением наработки оптическая плотность отложений возрастает, а коэффициент светопропускания - τ_0 объектива падает, что приводит к уменьшению выходного сигнала ОПП. Образование пелены по наружной поверхности линзы создает условия для возникновения значительных погрешностей измерения температуры поверхности рабочих лопаток. Если не предпринимать специальных мер по парированию (учету, исключению, уменьшению) влияния этого нежелательного фактора, то величина погрешности может достигнуть $20 \div 25$ К. Такая погрешность приводит к занижению измеряемой температуры лопаток, создает ложные представления о температурном состоянии лопаток по сравнению с фактическим.

Следует отметить, что эта погрешность не является собственной аппаратурной погрешностью прибора-ОПП, а является технологической погрешностью метода измерения. Наружная поверхность объектива ОПП представляет собой в данном случае лишь место для возникновения загрязнения. После проведения регламентных работ по очистке объектива ОПП, гра-

дуировочная характеристика ОПП восстанавливается до норм заданных в технических условиях на ОПП. На рис.3 показана типичная кинетика поведения выходного сигнала (в статике) при проведении регулярных регламентных работ

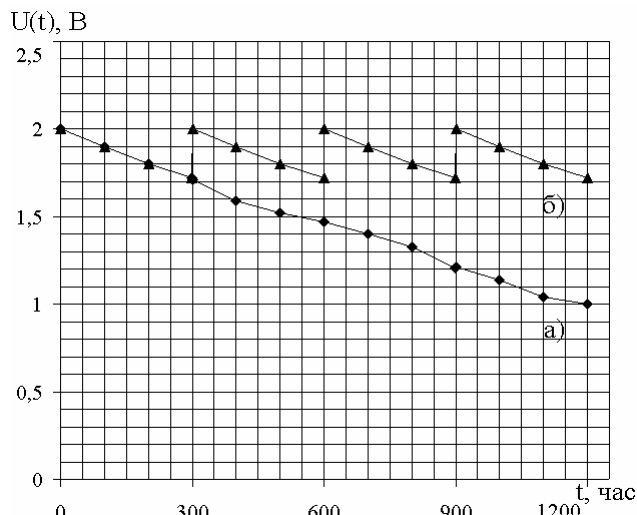


Рис. 3. График зависимости выходного сигнала от степени загрязнения объектива

- а) изменение уровня выходного сигнала без очистки;
- б) изменение уровня выходного сигнала при периодических регламентных очистках (через 300 часов)

На рис. 4 представлена картина изменения методической погрешности, обусловленной загрязнением объектива ОПП.

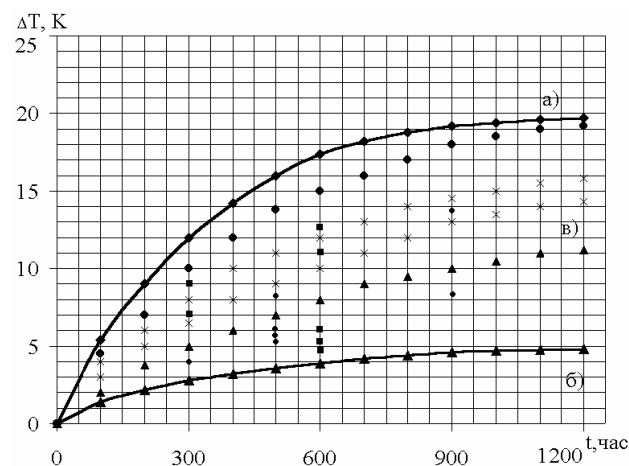


Рис. 4. Тренд погрешности от загрязнения объектива ОПП

- а) и б) – верхняя и нижняя границы предельных значений;
- в) – область рассеяния фактических данных погрешности.

Изменение погрешности имеет характер временного тренда. Массив данных получен на выборке более,

чем нескольких десятков ГТД (ПС-90А, НК-32, Д30-Ф6) на выборке из 150 экз. различных ОПП (ОПП-32, ОПП-32-2 8Г2.823.007ТУ, ОПП-94, ОПП-94К, ОПП-994К-1.25 8Г2.823.015ТУ, ОПП-82 8Г2.823.014 ТУ) с участием специалистов, обслуживающих ГТД в эксплуатации.

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Погрешность от загрязнения объектива ОПП существенно зависит от:

- организации эффективного обдува объектива воздухом, отбираемым из-за последних ступеней компрессора;
- длительностью (продолжительностью) эксплуатации без осмотра и очистки объектива;
- количеством запусков газогенератора ГТД.

При оптимальных сочетаниях параметров конструкции объектива ОПП, ПГТ погрешность от загрязнения может быть сведена до $1 \div 5^\circ\text{K}$ за 300 часов наработки.

При неудачных сочетаниях параметров конструкции объектива ОПП, посадочного гнезда (малый расход обдувающего воздуха и т.д.) и эксплуатационных факторов (запыленность воздуха поступающего от компрессора, неудачные запуски, частая консервация – расконсервация ГТД) погрешность может достигать величин до $6 \div 20^\circ\text{K}$ за 300 часов наработки, что является неприемлемым.

Для создания адекватных математических моделей отражающих взаимосвязи между погрешностью от загрязнения и количеством циклов запуска, количеством переходных режимов работы ГТД маневренных ЛА необходимо расширить статистическую базу по фактической наработке.

Перспективным направлением для радикального уменьшения этой погрешности и снижения затрат на обслуживание является усложнение конструкции ОПП, привлечение дополнительных структурных и информационных ресурсов для оценки фактического значения спектрального коэффициента пропускания объектива ОПП и введении своевременных поправок.

Несмотря на более чем тридцатилетний опыт применения СОП для контроля температуры поверхности

рабочих лопаток турбины, задача уменьшения влияния загрязнения объектива ОПП на точность измерения до сих пор остается актуальной.

Литература

1. Barber R.A. Radiation pyrometer designed for in-flight measurement of turbine blade temperatures // SAE-Paper.- 1969.- № 690432.
2. Rohy D.A., Duffy T.E., Compton W.A. Radiation pyrometer for gas turbine blades // SAE-Paper.- 1972.- № 720159.
3. Vershure R.W. Engine demonstration testing a cooled laminated axial turbine // AIAA Paper.- 1979, № 1229.
4. Walters S. New instrumentation for advanced turbine research // Mechanical Engineering.- 1983.- Vol. 105.- № 2.- P. 43-51.
5. Suarez E., Przirembel H.R. Pyrometry for turbine blade development // AIAA Paper 88-3036.
6. Fisher E.A., Lewis T.T. Experimental pyrometer systems for gas turbine engine // AIAA Paper.- 1992.- № 3482.- P. 1-6.
- Гуревич О.С., Гольберг Ф.Д., Селиванов О.Д. Интегрированное управление силовой установкой многорежимного самолета / Под ред. О.С. Гуревича.- М.: Машиностроение, 1993.- 304 с.
7. Образование и выгорание сажи при сжигании углеводородных топлив // Ф.Г. Бакиров, В.М. Захаров, И.З. Полещук, З.Г. Шайхутдинов.- М.: Машиностроение, 1989.- 128 с.
8. Evaluation lens purge systems for optical sensors on turbine engines / T. Hayden, D.C. Myhre, D.Y.H. Pui, T.H. Kuehn, C.J. Tsai // AIAA Paper.- 1988.- P. 3032.
9. Kerr C.J., Ivey P.C. A review of purge air designs for aeroengine – base optical // Trans. ASME. J. Turbomachinery.- 2002.- Vol.- 124.- № 2.- P. 227-234.
10. Поскачей А.А., Чубаров Е.П. Оптико-электронные системы измерения температуры.- М.: Энергоатомиздат, 1988.- 248 с.

Поступила в редакцию 20.06.03

Рецензент: канд. техн. наук, доцент А.И. Скрипка, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

О ПОВЫШЕНИИ ТОЧНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ НА КОЛЕБЛЮЩИХСЯ ПРОФИЛЯХ РЕШЕТКИ

*В.А. Цимбалюк, канд. техн. наук, И. Лингарт, проф., канд. техн. наук,
Центр новых технологий Западно-Чешского университета, г. Пльзень, Чехия*

1. Обзор публикаций и постановка проблемы

Для анализа флаттера лопаточного аппарата турбомашин необходимо измерять нестационарные аэродинамические нагрузки, вызванные колебаниями лопаток. Обычно эти нагрузки измеряют на решетках профилей.

На рис. 1 показана решетка профилей осевого компрессора. Аэродинамические нагрузки при произвольных колебаниях профилей можно привести к силам L , K и моменту M . Влиянием колебаний профилей вдоль оси X , а также силой K можно пренебречь [1]. Поэтому достаточно измерить силу L и момент M при поступательных y и угловых α колебаниях нескольких профилей решетки.

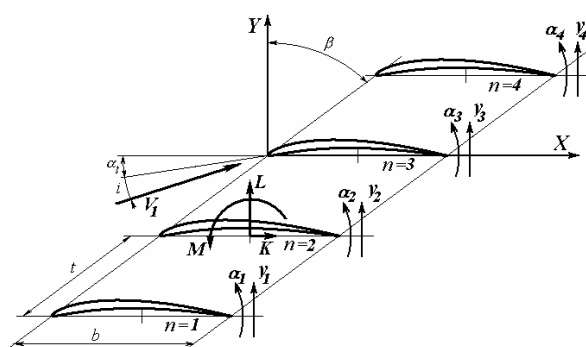


Рис. 1. Схема компрессорной решетки профилей:
b - хорда профиля;
t - шаг решетки;
 β - угол выноса;
 V_1 - скорость набегающего потока

Для уменьшения влияния стенок аэродинамической трубы на измеряемые нагрузки профили надо делать длиннее, но это уменьшает их жесткость и приводит к возникновению дополнительных деформаций, которые меняют измеряемые нагрузки.

Использование в газотурбинных двигателях все более тонких профилей усугубляет указанное противоречие, но именно такие профили требуют тщательного исследования на предмет динамической устой-

чивости и, следовательно, более точного измерения нестационарных аэродинамических нагрузок.

Нестационарные аэродинамические силы в работе [2] определяются по изменению токов в подвижных катушках электродинамических вибраторов при возбуждении колебаний профилей в потоке и при отсутствии течения.

Эта методика получила дальнейшее развитие в [3], где с помощью пары электродинамических вибраторов возбуждаются угловые и поступательные колебания профилей, а по величине токов в их подвижных катушках определяются аэродинамические силы и моменты.

Однако в [2] и [3] не учитываются деформации профилей решетки и элементов крепления катушек вибраторов. В работе [4] была сделана попытка уточнения методики [3] путем учета влияния этих деформаций на результаты тарировки и измерений аэродинамических нагрузок при колебаниях только одного профиля в решетке.

Цель работы. Цель настоящей работы состоит в уточнении измерений аэродинамических нагрузок (аэродинамических коэффициентов влияния) при нескольких колеблющихся профилях в решетке. Рассматриваются разные варианты крепления профилей.

2. Уточнение методики

2.1. Конструкция измерительной системы. Профили помещаются в рабочую часть аэродинамической трубы на индивидуальных измерительных системах (рис. 2).

Упругие элементы разной ширины образуют колебательную систему в виде упругого параллелограмма, который обеспечивает поступательные и угловые перемещения корневой части профиля. Если первая собственная частота профиля намного больше частоты возбуждения вибраторами ω , то амплитуды пере-

мещений профиля будут постоянны по его длине. Перемещения корневой части профиля измеряются с помощью вихретоковых бесконтактных датчиков. Для управления колебаниями используются задающий генератор сигналов и аналоговый регулятор в цепи обратной связи. Для повышения собственной частоты профиля его можно закрепить на двух измерительных системах по двухопорной шарнирной схеме (рис. 2б). Роль упругих шарниров в этом случае могут выполнять концевые шайбы.

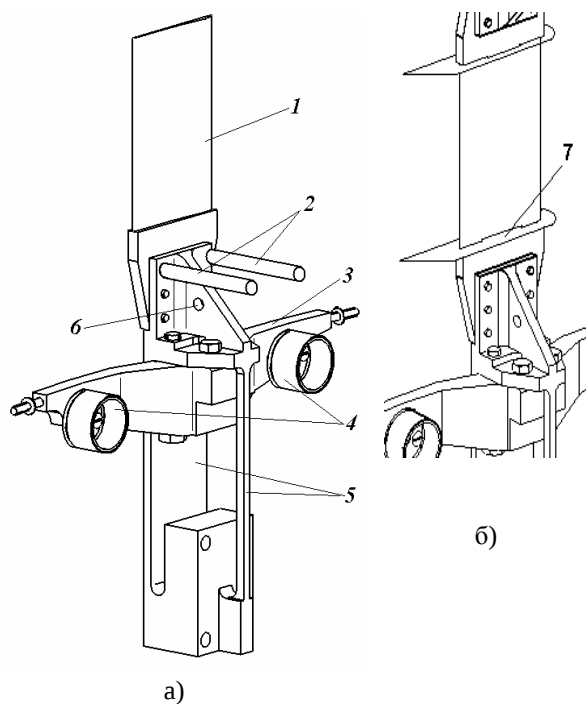


Рис. 2. Измерительная система:

- 1 – профиль;
- 2 – бесконтактные датчики перемещений;
- 3 – коромысло;
- 4 – подвижная катушка электродинамического вибратора;
- 5 – основной и вспомогательный упругие элементы;
- 6 – место крепления добавочной массы при калибровке;
- 7 – концевая шайба

2.2. Математическая модель измерительной системы. Аэродинамические нагрузки на профиле зависят не только от его колебаний, но и от колебаний соседних профилей. В качестве примера будем рассматривать колебания двух профилей в решетке.

Измерительная система спроектирована так, что ее центр масс находится на оси кручения. В этом случае изгибная и крутильная ее формы механически не связаны друг с другом. Кроме этого, собственная час-

тота крутильных колебаний профиля существенно выше изгибной. Это позволяет ограничиться рассмотрением только изгибных колебаний измерительной системы.

Схема возбуждения изгибных колебаний двух профилей решетки представлена на рис. 3.

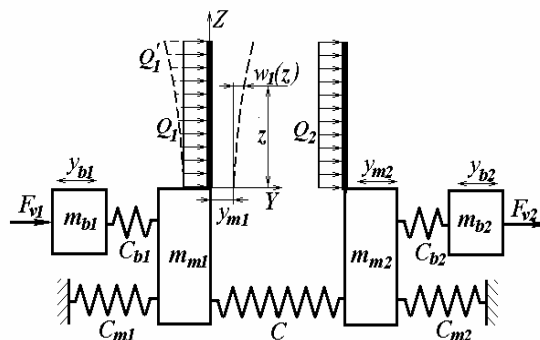


Рис. 3. Схема возбуждения изгибных колебаний профилей решетки

На схеме применены следующие условные обозначения: m_{b1} , C_{b1} , m_{b2} , C_{b2} – приведенные массы и изгибные жесткости коромысел с катушками, m_{m1} , C_{m1} , m_{m2} , C_{m2} – приведенные массы и изгибные жесткости колебательных систем, y_{b1} , y_{m1} , y_{b2} , y_{m2} – комплексные амплитуды перемещений коромысел и колебательных систем относительно неподвижной системы координат, C – жесткость механической связи колебательных систем через конструкцию стенда.

Для возбуждения заданных колебаний профилей на подвижных катушках электродинамических вибраторов надо создать усилия F_{v1} и F_{v2} . Условно пару вибраторов колебательной системы будем рассматривать как один с удвоенной силой

$$F_{v1} = 2\mu_1 i_1, \quad (1)$$

где i_1 , μ_1 – ток и передаточный коэффициент этого электродинамического вибратора.

Будем считать, что колебательная система линейна и при питании вибратора синусоидальным током с частотой ω перемещения колебательной системы будут гармоническими.

На профиль, корневая часть которого совершает гармонические колебания с амплитудой y_{m1} и частотой ω , действует распределенная равномерная нагрузка Q_1 . Эта нагрузка имеет инерционную и аэродина-

мическую составляющие:

$$Q_1 = (m_{p1}\omega^2 y_{m1} + L_1) / h, \quad (2)$$

где F_p - площадь поперечного сечения профиля,

ρ_p - плотность материала профиля,

h - длина профиля,

L_1 - нестационарная аэродинамическая сила.

Будем также считать, что при малых амплитудах колебаний профилей нестационарные аэродинамические силы линейно связаны с колебаниями [1]:

$$\begin{aligned} L_1 / h &= q(y_{m1}l_{11} + y_{m2}l_{12}); \\ L_2 / h &= q(y_{m1}l_{21} + y_{m2}l_{22}), \end{aligned} \quad (3)$$

где q - скоростной напор,

$l_{11}, l_{12}, l_{21}, l_{22}$ - аэродинамические коэффициенты влияния (АКВ), которые представляют собой комплексные коэффициенты пропорциональности между колебаниями профилей и вызванной этими колебаниями силой на профиле.

Тогда распределенную нагрузку на профиле можно записать как

$$Q_1 = \frac{m_{p1}}{h} \omega^2 [y_{m1}(1 + \bar{q}_1 l_{11}) + y_{m2} \bar{q}_1 l_{12}], \quad (4)$$

где $\bar{q}_1 = \frac{qh}{m_{p1}\omega^2}$ - относительный скоростной напор,

m_{p1} - масса профиля.

Распределение деформаций профиля под действием этой нагрузки согласно работе [5],

$$w_1(z) = \frac{Q_1 h}{m_{p1}} \sum_{i=1}^{\infty} \left[\frac{w_{0i}(z)}{\Omega_i^2 - \omega^2} \cdot \frac{\int_0^h w_{0i}(z) dz}{\int_0^h w_{0i}^2(z) dz} \right], \quad (5)$$

где Ω_i , $w_{0i}(z)$ - собственные частоты и формы колебаний профиля,

i - номер формы.

Для консольного крепления профиля

$$\begin{aligned} w_{0i}(z) &= \cosh(\beta_i l \cdot z) - \frac{\cosh(\beta_i l) + \cos(\beta_i l)}{\sinh(\beta_i l) + \sin(\beta_i l)} \times \\ &\times [\sinh(\beta_i l \cdot z) - \sin(\beta_i l \cdot z)] - \cos(\beta_i l \cdot z). \end{aligned} \quad (6)$$

Для двухопорного шарнирного крепления профиля

$$w_{0i}(z) = \sin(i\pi z / h). \quad (7)$$

Обозначим через k_{f1} отношение низшей собственной частоты профиля к рабочей частоте ω . При $k_{f1} > 2$

в формуле (5) можно ограничиться первым слагаемым. В этом случае с ошибкой менее 1% получим дополнительные перемещения в виде

$$w_1(z) = \frac{\pi}{4} \frac{w_{01}(z)}{k_{f1}^2 - 1} [y_{m1}(1 + \bar{q}_1 l_{11}) + y_{m2} \bar{q}_1 l_{12}]. \quad (8)$$

Аналогично

$$w_2(z) = \frac{\pi}{4} \frac{w_{01}(z)}{k_{f2}^2 - 1} [y_{m2}(1 + \bar{q}_2 l_{22}) + y_{m1} \bar{q}_2 l_{21}]. \quad (9)$$

Зная перемещения отдельных сечений профиля, можно найти уточненную распределенную нагрузку на профиле с учетом его деформации:

$$\begin{aligned} Q_1' &= \frac{m_{p1}}{h} \omega^2 \{ [y_{m1} + w_1(z)] \cdot (1 + \bar{q}_1 l_{11}) + \\ &+ [y_{m2} + w_2(z)] \cdot \bar{q}_1 l_{12} \}. \end{aligned} \quad (10)$$

После интегрирования этой распределенной нагрузки по длине профиля получим уточненные результирующие силы, действующие на профили:

$$R_1' = m_{p1} \omega^2 y_{m1} (1 + \theta_1) + qh (y_{m1} l_{11}' + y_{m2} l_{12}'); \quad (11)$$

$$R_2' = m_{p2} \omega^2 y_{m2} (1 + \theta_2) + qh (y_{m1} l_{12}' + y_{m2} l_{22}'). \quad (12)$$

В последних двух формулах приняты следующие обозначения:

для консольного крепления профилей

$$\theta_1 = \frac{0,613}{k_{f1}^2 - 1}, \quad \theta_2 = \frac{0,613}{k_{f2}^2 - 1}, \quad (13)$$

для двухопорного шарнирного крепления профилей

$$\theta_1 = \frac{0,811}{k_{f1}^2 - 1}, \quad \theta_2 = \frac{0,811}{k_{f2}^2 - 1}, \quad (14)$$

а также

$$\begin{aligned} l_{11}' &= (1 + 2\theta_1)l_{11} + \theta_1 \bar{q}_1 l_{11}^2 + \theta_2 \bar{q}_2 l_{12} l_{21}; \\ l_{12}' &= l_{12} (1 + \theta_1 + \theta_2 + \theta_1 \bar{q}_1 l_{11} + \theta_2 \bar{q}_2 l_{22}); \\ l_{21}' &= l_{21} (1 + \theta_1 + \theta_2 + \theta_1 \bar{q}_1 l_{11} + \theta_2 \bar{q}_2 l_{22}); \\ l_{22}' &= (1 + 2\theta_2)l_{22} + \theta_2 \bar{q}_2 l_{22}^2 + \theta_1 \bar{q}_1 l_{12} l_{21}. \end{aligned} \quad (15)$$

Запишем уравнения движения колебательной системы с коромыслом, заменив профиль его реакцией

R_1' (для двухопорного шарнирного крепления профиля - половинной реакцией):

$$\begin{cases} (C_{b1} - m_{b1}\omega^2) y_{b1} - C_{b1} y_{m1} = 2\mu_1 i_1 \\ (C_{b1} + C_{m1} + C - m_{m1}\omega^2) y_{m1} - C_{b1} y_{b1} - C y_{m2} = R_1' \end{cases} \quad (16)$$

2.3. Связь тока в подвижной катушке вибратора с аэродинамической силой. Из первого уравнения системы (16) найдем перемещение коромысла

$$y_{b1} = \left(\frac{2\mu_1 i_1}{C_{b1}} + y_{m1} \right) \eta_1, \quad (17)$$

$$\text{где } \eta_1 = \frac{k_{b1}^2}{(k_{b1}^2 - 1)},$$

а k_{b1} - отношение собственной частоты коромысла к рабочей частоте ω .

Подставляя (11) и (17) во второе уравнение системы (16), получим

$$H_1 y_{m1} - C y_{m2} = 2\eta_1 \mu_1 i_1 + qh(y_{m1} l'_{11} + y_{m2} l'_{12}), \quad (18)$$

где

$$H_1 = C_{b1}(1 - \eta_1) + C_{m1} - m_{m1}\omega^2 - m_{p1}\omega^2(1 + \theta_1). \quad (19)$$

С другой стороны, при отсутствии потока ($q=0$)

$$H_1 y_{m01} - C y_{m02} = 2\eta_1 \mu_1 i_{01}, \quad (20)$$

где i_{01} и y_{m01} ,

y_{m02} - ток и перемещения без потока.

При условии возбуждения колебаний обеих систем в потоке, таких как и без потока

$$y_{m1} = y_{m01}, \quad y_{m2} = y_{m02}, \quad (21)$$

уравнение (20) можно подставить в уравнение (18). В результате этого получим

$$(y_{m1} l'_{11} + y_{m2} l'_{12}) = \frac{2\eta_1 \mu_1}{qh} \cdot (i_{01} - i_1); \quad (22)$$

$$(y_{m1} l'_{21} + y_{m2} l'_{22}) = \frac{2\eta_2 \mu_2}{qh} \cdot (i_{02} - i_2). \quad (23)$$

Если проведем аналогичные измерения в потоке и без потока при другом варианте линейно независимых колебаний систем, получим еще два уравнения, аналогичных (22) и (23). Система из этих четырех уравнений позволит найти неизвестные $l'_{11}, l'_{12}, l'_{21}, l'_{22}$. В свою очередь, это позволяет найти из системы уравнений (15) уточненные АКВ $l_{11}, l_{12}, l_{21}, l_{22}$.

Неизвестные комплексы $\mu_1 \eta_1$ и $\mu_2 \eta_2$ можно найти путем динамической калибровки электродинамического вибратора согласно [4].

3. Оценка влияния деформации профиля и коромысла на результаты измерения сил

Если считать профили абсолютно жесткими ($\theta_1 = \theta_2 = 0$), то из формул (15) следует, что $l'_{jk} = l_{jk}$. Это означает, что l'_{jk} представляют собой «старые» АКВ, которые можно определять через аэродинамические нагрузки, измеренные по методике [3] без учета деформации профилей. Таким образом, формулы (15) дают возможность уточнения «старых» АКВ не проводя дополнительных экспериментов.

На рис. 4 представлены абсолютные величины комплексных АКВ в зависимости от относительного скоростного напора. «Старые» АКВ l'_{jk} показаны тонкими линиями, уточненные АКВ l_{jk} - жирными линиями. Так как в нашем примере практически $l'_{11} = l'_{22}$, то l'_{22} и l_{22} на рисунке не показаны. Тонкими сплошными линиями представлены «старые» АКВ, которые определены через аэродинамические нагрузки, измеренные по методике [3], при консольном креплении профилей. Тонкими пунктирными линиями изображены АКВ, которые могли быть определены при двухопорном шарнирном креплении профилей.

В эксперименте профили были довольно тонкими (толщина профиля составляла 0,033 его хорды). Они были изготовлены из композиционного материала на основе углеродных волокон и закреплены консольно. Рабочая частота $\omega = 86$ Гц. Отношение низшей собственной частоты профилей к рабочей частоте такое $k_{f1} = k_{f2} = 3,29$. Если бы эти профили крепились к двухопорной шарнирной схеме, то $k_{f1} = k_{f2} = 9,24$.

Как видно из рис. 4, без учета деформации консольно закрепленных профилей с увеличением относительного скоростного напора, т.е. с увеличением доли аэродинамических нагрузок на профиле по сравнению с инерционными растёт погрешность измерений и достигает 18% для l'_{11} . Для l'_{12} и l'_{21} эти погрешности оказались еще больше (24%).

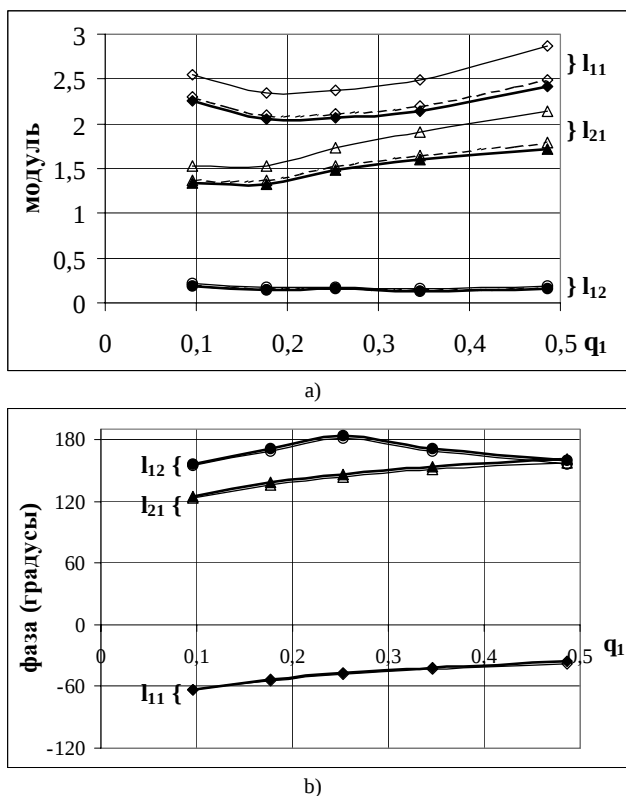


Рис. 4. Зависимость АКВ от относительного скоростного напора (жирная линия – уточненные АКВ)

Поправки для аргументов комплексных АКВ (сдвигов фаз между аэродинамической силой на профиле и вызвавшими эту силу колебаниями одного из профилей) не превышали 4° .

Если этот профиль изготовить из стали, с одной стороны уменьшится примерно в 4 раза относительный скоростной напор, но меньшей станет и его собственная частота ($k_{f1} = k_{f2} = 2,28$). В итоге пренебрежение деформацией стальных профилей в эксперименте по определению АКВ приведет к ошибке 35%.

При использовании двухопорной шарнирной схемы крепления углепластиковых профилей погрешность не превышала 3...4% абсолютной величины комплексных АКВ и 1° для их аргументов. Для стальных двухопорных профилей погрешность составляла бы 5% абсолютной величины комплексных АКВ.

4. Выводы и перспективы исследований

1. Разработана математическая модель системы для измерения нестационарных аэродинамических нагрузок на колеблющихся профилях решетки. Математическая модель учитывает конечную жесткость

профилей и других элементов измерительной системы.

2. Найден способ уточнения матрицы аэродинамических коэффициентов влияния, полученных по старой методике.

3. Установлено, что применение в эксперименте профилей из композиционного материала на основе углеродных волокон, а также двухопорного крепления профилей повышает точность определения этих нагрузок.

4. Разработанный способ уточнения пригоден для исследования пучков трубок теплообменных аппаратов.

Литература

1. Горелов Д. Н., Курзин В. Б., Сарен В. Э. Аэродинамика решеток в нестационарном потоке.- Новосибирск: Наука, 1971.- 272 с.
2. Kimura H., Nomiyama A. An Experimental Study of Unsteady Aerodynamic Forces on a rectangular Wing Oscillating in Pitch at Mach Numbers from 0.38 to 1.28 // In: Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University.- 1977.- Vol. 37, No. 3.- P. 157-174.
3. Цимбалюк В. А. Методика измерения нестационарных аэродинамических сил и моментов на вибрирующих профилях решетки // Проблемы прочности.- 1996.- N 2.- С. 100-109.
4. Tsymbalyuk V., Linhart J. Features of measurement of non-stationary aerodynamic forces on a cascade of airfoils // Авиационно - космическая техника и технология: Сб. науч. тр. - Харьков: ХАИ, 2002.- Вып. 34. Двигатели и энергоустановки.- С. 146 –149.
5. Brepta R., Pust L., Turek F. Mechanical Vibration // [in Czech], Praha, Sobotales, 1994.- P. 592.

Поступила в редакцию 17.04.03

Рецензенты: Doc., Ing. Hynek Klasterka, Doc., Ing. Jan Vomela, CSc. Dep. of Power Plant Engineering University of West Bohemian in Pilsen; докт. инж. Милан Шустер, руководитель отдела механики жидкости и газа, Skoda Research Ltd, Пльзень, Чехия.

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОФІЛЮ В ПЛОСКІЙ РЕШІТЦІ

Ю.М. Терещенко, д-р техн. наук, професор, Л.Г. Волянська, канд. техн. наук, наук. співроб.,

В.В. Панін, канд. техн. наук, професор,

Національний авіаційний університет, м. Київ, Україна

Загальна постановка проблеми та її зв'язок з науково-практичними задачами. Підвищення функціональної ефективності ГТД потребує аеродинамічного удосконалення лопаткових машин, що, в свою чергу, можливо як за рахунок подальшого розвитку методів розрахунку просторової течії в'язкого газу, так і за рахунок удосконалення експериментальних методів визначення аеродинамічних характеристик лопаткових вінців [1].

Огляд публікацій і аналіз невирішених проблем. Експериментальні дослідження аеродинамічних характеристик профілів можуть бути проведені шляхом продувки моделей з нерухомими плоскими решітками профілів або моделей обертових решіток в турбомашинах [1, 2].

Кожна з двох методик має свої переваги та недоліки. Випробування обертових решіток дозволяють моделювати складну просторову структуру течії, але разом з тим створюють умови, що ускладнюють одержання дійсних значень тиску і температури, а також напрямку потоку в просторі між решітками профілів.

Другий експериментальний метод базується на ізолюванні окремих явищ для їх детального вивчення, що дозволяє зрозуміти сутність кожного з них окремо, і потім – на об'єднанні окремих спрощень потоків для визначення механізму складної течії газу в лопаточних вінцях. Існує велика кількість проблем, які найкраще можна дослідити при експериментах з нерухомими моделями в аеродинамічній трубі. Ряд осьових компресорів був вдало спроектований на основі продувок плоских решіток потоком з малою швидкістю [3], тому актуальною задачею є розробка та створення нових методів експериментального дослідження плоских решіток.

Мета досліджень. Мета даного дослідження полягає в розробці методу, що дозволяв би одержати кількісні параметричні дані про потік навколо відносно невеликих лопаток (з хордою меншою 50 мм) не застосовуючи дренування (отворів, виконаних на поверхні лопатки).

Дослідження нерухомих решіток виконується в аеродинамічних трубах, схема та конструкція яких визначаються задачами дослідження.

Для дослідження аеродинамічних характеристик і одержання фізичної картини обтікання моделей необхідно здійснювати вимірювання параметрів потоку у великій кількості точок і з високою точністю, тому до методики і техніки вимірювань пред'являються вимоги швидкодії вимірювальних систем, можливість одночасного багатоканального вимірювання, можливість безпосереднього введення й обробки результатів вимірювань на ЕОМ. Виходячи з цього в Національному авіаційному університеті на базі існуючих засобів вимірювань був створений вимірювально-обчислювальний комплекс [4].

Метою експериментальних досліджень було визначення аеродинамічних характеристик профілю в плоских решітках.

Результати дослідження. Дослідження проводилися в аеродинамічній трубі на модельних лопаткових решітках. Аеродинамічна труба обладнана три-компонентними механічними вагами рейкового типу з ручним урівноважуванням для вимірювань аеродинамічних навантажень. Для зміни кута атаки ваги обладнані вбудованим α -механізмом, діапазон зміни кута $\alpha = -20 \dots +40^\circ$. Вимірювання швидкісного напору q здійснюється рідинним манометром з похилою трубою ММН-240 [4].

Експериментальна установка, загальний вигляд робочої зони якої показаний на рис. 1, являє собою атмосферну замкнуту аеротрубу з відкритою робочою частиною еліптичного перерізу розмірами 750×450 мм, довжиною 900 мм.

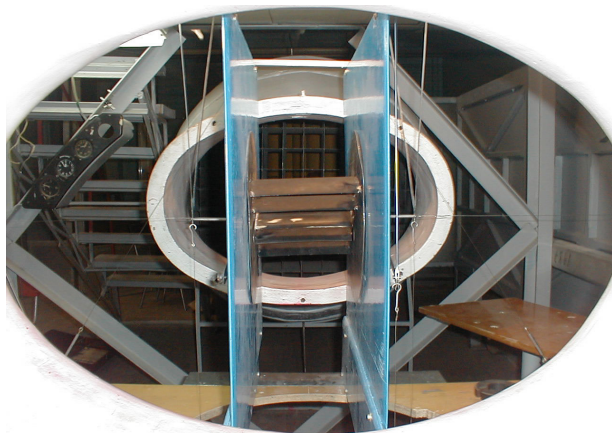


Рис. 1. Загальний вигляд робочої зони з об'єктом дослідження

Можливе регулювання швидкості потоку в межах 5...30 м/с. Дослідження проводилися на модельних решітках з числом лопаток 5. Решітки склалися з профілів, середня лінія яких згиналася за параболою, кут вигину середньої лінії $\theta = 30^\circ$. Хорда решіток $b = 70$ мм, густина решіток $b/t = 1$. Квазитримірність обтікання решіток моделювалася стріловидністю передньої крайки лопаток, яка характеризувалася кутами ковзання решітки – $\varphi = 15^\circ$.

Звичайно аеродинамічні характеристики плоских компресорних решіток визначаються у вигляді залежностей від кута атаки α кута повороту потоку $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ і коефіцієнта втрат повного тиску [5]:

$$\xi = \frac{P_2^* - P_1^*}{(\rho_\infty v_\infty^2) / 2},$$

де β_2, β_1 – кути виходу і входу потоку в решітку,

P_2^*, P_1^* – повні тиски повітря на виході та вході в решітку,

ρ_∞ – щільність повітря,

v_∞ – швидкість незбуреного потоку.

При цьому вимірюються кінематичні й термодинамічні параметри повітряного потоку перед решіт-

кою профілів і за нею. Усі лопатки, що досліджуються в плоских решітках, жорстко закріплюються в пакеті поворотної обойми. Вимір кута атаки решітки здійснюється шляхом повороту всього пакета лопаток навколо осі обертання. Аеродинамічні сили (сили лобового опору і піднімальна) визначають розрахунковим шляхом інтегруванням епюр розподілу статичного тиску на поверхні профіля лопатки.

Цей спосіб не дозволяє безпосередньо, шляхом прямих вимірювань, визначати силові аеродинамічні характеристики лопатки в компресорних решітках і аеродинамічні коефіцієнти профіля в решітках. Значення аеродинамічних коефіцієнтів c_x і c_y обчислювалися на підставі розрахункового визначення піднімальної сили Y і сили лобового опору X за даними розподілу статичного тиску по поверхні лопатки [5]. Піднімальна сила Y визначалася за формулою

$$Y = \int_0^b (p_{1B} - p_0) dx - \int_0^b (p_{1H} - p_0) dx,$$

де p_{1B}, p_{1H} – статичні тиски на верхній і нижній поверхнях профіля в обраному перерізі,

p_0 – статичний тиск потоку,

b – хорда профіля.

Для вимірювання статичних тисків середня лопатка в решітках препарувалася у середньому перерізі. Точність розрахунку піднімальної сили залежить від кількості отворів, що обмежено технологічними можливостями. Точність експерименту в цілому зменшується через необхідність великої кількості вимірів статичного тиску для розрахунку аеродинамічних сил [6].

У даному дослідженні на відміну від загальноприйнятих способів аеродинамічні сили визначалися шляхом прямого вимірювання за допомогою трикомпонентних аеродинамічних ваг. Пакет лопаток, що складають компресорні решітки із заданими геометричними параметрами, виконаний поворотним. При цьому всі лопатки решіток, крім однієї (середньої), нерухомо закріплені в поворотній обоймі. Середня лопатка пакета, непрепарована і незалежна від інших лопаток, закріплена на аеродинамічних вагах. Таке виконання пакета лопаток дозволяє здійснювати пря-

мий вимір аеродинамічних сил, що діють на лопатку в решітках. Детальний опис схеми установки для визначення аеродинамічних характеристик профілю наведений в роботі [7]. Експеримент здійснювався в 2 етапи: вимірювання навантажень без потоку та в потоці. Вимірювання без потоку проводились з метою зняття “нулів”, для запобігання впливу елементів кріплення моделі. На рис. 2 наведено залежність нульових навантажень ізольованих елементів кріплення від кута атаки.

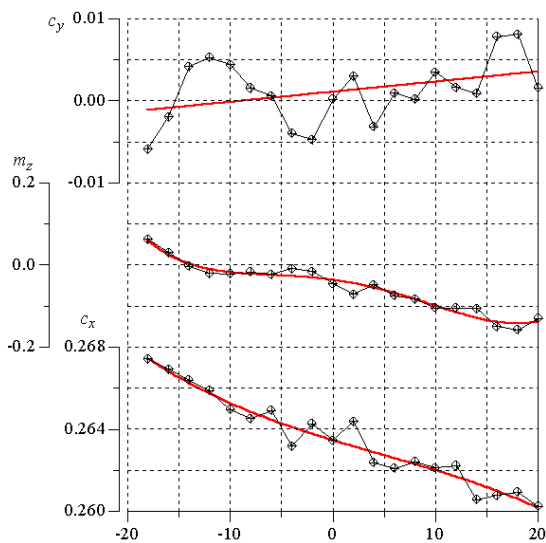


Рис. 2. Характеристики ізольованої підвески
⊕ – замірені значення;
— – апроксимація

Схема поворотного пакета лопаток представлена на рис. 3. З метою безпосереднього визначення силових характеристик лопатки й аеродинамічних характеристик профілю в решітках середня лопатка в решітках закріплена в трикомпонентних аеродинамічних вагах незалежно від інших лопаток поворотної обойми. При повороті пакета лопаток навколо осі обертання решітки на кут $\Delta\varphi_1$ змінюється кут φ_1 між фронтом решітки і вертикальною координатною віссю. Відповідно змінюється і кут атаки α профілів у решітках на величину $\Delta\alpha = \Delta\varphi_1$.

Для забезпечення незмінності геометричних параметрів компресорних решіток у цілому ($\gamma = \text{const}$; $\beta_{1к} = \text{const}$; $\beta_{2к} = \text{const}$; $1/t = \text{const}$) середня лопатка, закріплена в аеродинамічних вагах, також поверталася навколо своєї осі на кут, що дорівнює $\Delta\varphi_1$,

чим забезпечувалося виконання умови сталості кута установки профілів у решітках ($\gamma_{\text{ср}} = \text{const}$).

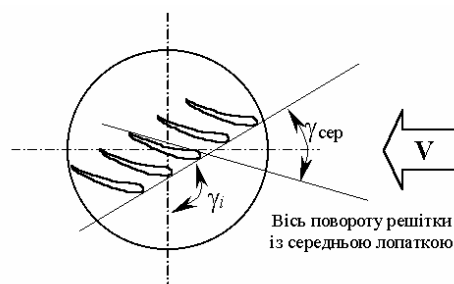


Рис. 3. Схема поворотного пакета лопаток

При обтіканні пакета лопаток (усіх плоских компресорних решіток) повітряним потоком визначаються зусилля, які діють на середню лопатку. За допомогою трикомпонентних аеродинамічних ваг вимірювалися піднімальна сила R_y і сила лобового опору R_x , здійснювався вимір параметрів потоку (статичний тиск, повний тиск, температура загальмованого потоку) перед і за решітками, величин і напрямку швидкості повітряного потоку перед $\bar{W}_1$ і за решітками $\bar{W}_2$. Обробка результатів здійснювалася в режимі реального часу і результати виміру представлялись на екрані ЕОМ. Загальний вигляд результатів вимірювання аеродинамічних характеристик представлений на рис. 4.

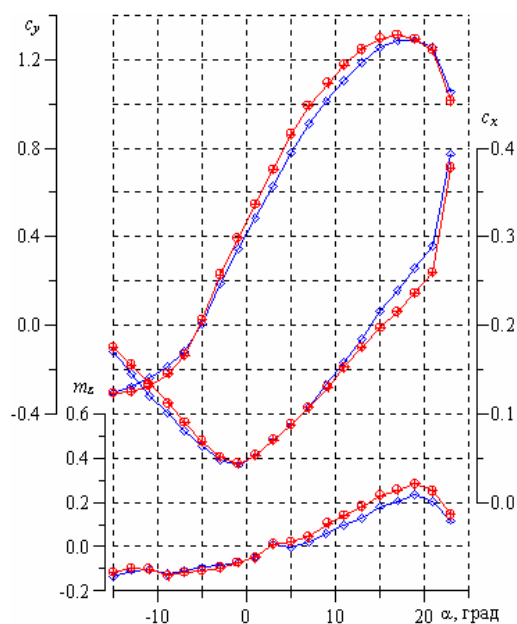


Рис. 4. Аеродинамічні характеристики моделі:

◇ – без шайб;
⊕ – з шайбами

За результатами вимірів розраховувалися середня швидкість і середня щільність повітря.

Значення аеродинамічних коефіцієнтів визначалися в діапазоні зміни кута атаки $-15^{\circ}...+15^{\circ}$. Зміна кута атаки усіх решіток профілів здійснювалася одночасним незалежним поворотом на однакові кути лопаток, жорстко закріплених у поворотній обоймі, і середньої лопатки, закріпленої в аеродинамічних вагах.

Незмінність геометричних параметрів решіток профілів забезпечувалася сполученням осей повороту пакета лопаток і осі повороту середньої лопатки. Середню лопатку (рис. 3), а також усі інші лопатки плоских решіток, закріплені між дисками, встановлювали на нульовий кут атаки. Кут атаки середньої лопатки встановлювався спеціальним пристроєм аеродинамічних ваг, кут атаки інших лопаток установлювався поворотом поворотних дисків навколо їх осі (рис. 5).



Рис. 5. Пристрій установки кута атаки середньої лопатки

При одночасному незалежному повороті пакета лопаток і середньої лопатки на однаковий кут атаки всі геометричні характеристики компресорних решіток залишалися незмінними (тобто кут установки середньої лопатки не змінювався і дорівнював куту установки усіх лопаток у решітках). Після чого аеродинамічну трубу виводили на постійний режим роботи.

При фіксованому куті атаки реєструвалися параметри повітряного потоку перед решітками і за ними, вимірювалися сила лобового опору і піднімальна сила, що діють на середню лопатку. Після реєстрації даних параметрів кут установки лопаток змінювався і при новому, фіксованому значенні кута атаки повторювалася процедура узгодження кутів установки профілів у пакеті та середній лопатці.

Перспективи подальших досліджень. Запропонований метод технологічно простіший за існуючі, що розширює перспективи його застосування при випробуванні декількох моделей в процесі пошуку оптимального конструктивного рішення.

Висновки. Стаття містить опис нового методу визначення аеродинамічних сил, що діють на профіль у решітці. Його застосування до решіток лопаткових машин забезпечує підвищення точності визначення аеродинамічних характеристик профілю в решітках.

Література

1. Кампси Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
2. Терещенко Ю.М., Мітрахович М.М. Авіаційні газотурбінні двигуни. – К.: КВІЦ, 2001. – 312 с.
3. Wisler D.C. Loss reduction in axial-flow compressors through low-speed model testing / Trans ASME J. of Engineering for gas turbines and Power. – 1985. – № 107. – P. 354-363.
4. Виноградський П.М., Волянська Л.Г. Автоматизація вагових випробувань в аеродинамічній трубі УТАД.- 2 НАУ // Вісн. НАУ.- 2002. – № 3. – С. 39-44.
5. Горшенин Д.С., Мартынов А.К. Методы и задачи практической аэродинамики. – М.: Машиностроение, 1977. – 240 с.
6. Аэродинамика турбин и компрессоров // Аэродинамика больших скоростей и реактивная техника. – Т. 10. – М.: Машиностроение, 1968. – 742 с.
7. А.с. 2002118851 СССР. Спосіб визначення аеродинамічних характеристик профілю в плоскій компресорній решітці та пристрій для його здійснення / Ю.М. Терещенко, Л.Г. Волянська, В.В. Панін, В.М. Дихановський

Поступила в редакцію 05.06.03.

Рецензенты: д-р техн. наук, главный науч. сотр. А.В. Самков, Научный центр ВВС ВС Украины, г. Киев; д-р техн. наук, О.А. Тамаргазин, НАУ, г. Киев.

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИИ СУДОВОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО СЕПАРАТОРА С ШАРИКОВЫМ АВТОБАЛАНСИРОМ

А.Н. Горбенко, канд. техн. наук,

О.П. Радченко, инженер,

Керченский Морской Технологический Институт,

г. Керчь, Украина

Целью ряда практических экспериментов, представленных в настоящей работе, являлось подтверждение возможности снижения дисбаланса ротора судового сепаратора нефтепродуктов свободно движущимися в полости сепаратора шарами [1-4].

Принципиально каждый эксперимент заключался в измерении уровня виброактивности агрегата во время его непосредственной работы. Замеры сигнала осуществлялись при работе центробежного сепаратора, снабженного автобалансиrom и без него. Дальнейший сравнительный анализ виброактивности агрегата, зафиксированной при различных параметрах механической системы, позволял сделать вывод об эффективности действия шаров, призванных автоматически балансировать ротор.

В качестве исследуемого агрегата в работе использовались судовые сепараторы нефтепродуктов: Alfa Laval MAB 204S, СЦ-1,5 (несаморазгружающиеся) и Alfa-Laval MAPX 204 TGT (саморазгружающийся).

Для освещения в настоящей работе выбрана серия экспериментов на сепараторе топлива Alfa-Laval MAPX 204 TGT. Предварительно подготовленный сепаратор после запуска и выведения на рабочий режим сепарации дизельного топлива (плотностью 0,853 г/л при температуре 17⁰С) имел некоторую относительно стабильную вибрацию. Принципиальная схема получения сигнала, характеризующего степень виброактивности, заключается в следующем. Датчик генерировал электрический аналоговый сигнал эквивалентный колебаниям агрегата. Этот сигнал принимался аналого-цифровым преобразователем, входящим в состав персонального компьютера. Снятый

сигнал сохранялся в электронном виде. В дальнейшем после замеров проводилась обработка полученного сигнала. Спектральный анализ показывал уровень сигнала в спектре частот от 10 до 1000 Гц. Затем вычислялся средний уровень сигнала во всем частотном диапазоне и проводился сравнительный анализ с аналогичным результатом опыта с сепаратором без шаров.

В качестве датчика вибрации использовался преобразователь пьезоэлектрический виброизмерительный ДН-3-М1, предназначенный для преобразования механических колебаний в электрические сигналы, пропорциональные скорости колеблющегося объекта. Пьезодатчик крепился посредством стальной шпильки к корпусу в районе барабана в положении перпендикулярном оси ротора.

Частота дискретизации сигнала в преобразователе составляла 48 кГц. С началом записи в реальном времени (длительностью до 20 с) проводилась оцифровка, в результате которой в памяти компьютера фиксировалась последовательность чисел, соответствующих величине сигнала с заданной частотой дискретизации.

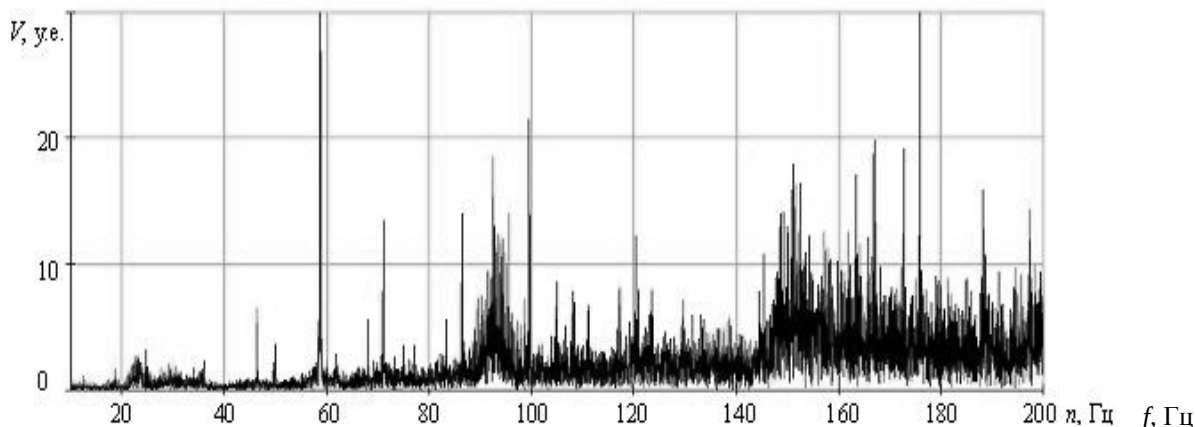
Перед каждым очередным замером сепаратор снабжался автобалансирующим устройством путем непосредственного помещения шаров во внутреннюю полость барабана. В сепараторе использовались наборы стальных шаров диаметром 8,0 мм в количестве 7, 11, 15, 19, 23 шт. (общей массой 14,6; 23,0; 31,4; 39,7; 48,1 г соответственно).

Таким образом, после ряда запусков можно было получить образцы сигналов, характеризующих вибрацию агрегата при различных параметрах механиче-

ской системы центробежного сепаратора, снабженного свободно движущимися шарами.

Дальнейшая обработка экспериментальных данных имела целью получение значений амплитуд сигнала в спектре частот от 10 до 1000 Гц. Такая обработка проводилась посредством разложения сигнала в ряд Фурье при помощи процедур математического

процессора Mathcad®. Величина сигнала, зафиксированного после оцифровки, эквивалентна виброскорости v агрегата в контрольной точке. Величины условной амплитуды этого сигнала в исследуемом диапазоне спектра частот f для опыта с 15 шарами показаны на диаграмме, изображенной на рисунке.



Спектр виброскорости корпуса сепаратора с шарами (черная кривая) и без шаров (серая кривая)

Соответствующие зависимости для виброускорения w были получены путем умножения величины виброскорости на несущую частоту.

На диаграммах можно увидеть, что в спектре ярко выражены характерные для механической системы частоты: рабочая частота вращения ротора – 148,0 Гц; частота собственных колебаний ротора – 58,3 Гц и частота вращения приводного вала – 24,2 Гц. В области этих частот зависимости имеют значительные всплески значения виброскорости.

Визуально благодаря имеющимся диаграммам сложно анализировать, как и насколько различны общие уровни виброактивности агрегата в проведенных опытах. Для такой оценки в работе подсчитывались суммарные уровни виброскорости V_{Σ} и виброускорения W_{Σ} :

$$V_{\Sigma} = \frac{1}{\Delta f} \sum_{f=10}^{1000} v_f; \quad W_{\Sigma} = \frac{1}{\Delta f} \sum_{f=10}^{1000} w_f.$$

Общая погрешность в описанных экспериментах не превышала 10 %.

Величины V_{Σ} , W_{Σ} , определенные для каждого замера, позволили сравнить уровни виброскорости и виброускорения для опытов с шарами и без них. Во всех описанных в работе опытах расчеты показали снижение уровней параметров виброактивности после помещения шаров в полость барабана. Исключение составил лишь опыт с наибольшим количеством шаров, его результаты не подтверждают эффективности действия шаров, так как виброактивность агрегата несколько увеличилась.

Однако в целом сепаратор, снабженный автобалансиром, при всех указанных выше параметрах последнего имел меньшую вибрацию, чем до применения шаров, исключение составил лишь случай с 23 шарами. Причиной отрицательного результата, по мнению авторов, стала избыточная величина корректирующей массы – суммарной массы шаров.

Результаты расчетов относительного снижения уровня вибрации в описанном эксперименте показаны в таблице.

Результаты снижения виброскорости и виброускорения
при применении свободно движущихся шаров
для автобалансировки ротора сепаратора

Параметр вибрации	Относительное снижение параметра вибрации при количестве шаров в эксперименте, шт.				
	7	11	15	19	23
Виброскорости	11,02%	19,27%	19,47%	10,47%	-3,94%
Виброускорения	16,71%	24,49%	25,67%	14,50%	-8,97

Как видно из таблицы, наиболее благоприятное для автобалансировки исследуемого сепаратора количество шаров лежит в диапазоне между 11 и 15. То есть, параметры механической системы при таком количестве являются оптимальными для автобалансировки данного сепаратора стальными шарами данного диаметра.

Необходимо также отметить, что аналогичные серии экспериментов на сепараторах Alfa Laval MAB 204 и СЦ-1,5 также имели опыты, подтвердившие эффективное действие шаров. При оптимальном подборе параметров шаров было достигнуто снижение: виброскорости на 19%, виброускорения на 36%, времени разгона до 11% (в Alfa Laval MAB 204); виброскорости на 8%, виброускорения на 17% (в СЦ-1,5).

В условиях центробежного сепаратора помещенные в полость барабана свободно перемещающиеся шары могут не только выполнять функцию автобалансера, но и положительно воздействовать на некоторые свойства сепарируемой жидкости.

Таким образом, эксперименты показали способность свободно движущихся в полости центробежного сепаратора шаров снижать дисбаланс ротора агрегата, то есть выполнять роль автобалансера. Для достижения положительного результата при решении подобных задач необходимо осуществлять подбор оптимальных параметров механической системы.

Литература

1. Нестеренко В.П. Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы.– Томск: Томский ун-т, 1985.- 84 с.
2. Левит М.Е., Агафонов Ю.А., Вайнгортин Л.Д. Справочник по балансировке / Под ред. М.Е. Левита - М.: Машиностроение, 1992.– 464 с.
3. Горбенко А.Н., Радченко О.П. Математическая модель ротора центробежного сепаратора с шариковым автобаланси́ром // Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий. Сб. науч. тр.– Керчь: КМТИ.– 2001.– Вып. 1.– С. 49-52.
4. Горбенко А.Н., Радченко О.П. Результаты экспериментального исследования автобалансировки ротора судового центробежного сепаратора шариковым автобаланси́рующим устройством // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 2002.– Вып. 31. Двигатели и энергоустановки.- С. 109-110.

Поступила в редакцию 23.05.03

Рецензенты: канд. техн. наук, доцент Н.А. Креслинг, Морской торговый порт, г. Керчь; канд. техн. наук, доцент В.С. Чигрин, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

ВЫБОР СИСТЕМЫ ТЕРМОСТАТИРОВАНИЯ ПОРОХОВЫХ РАКЕТ «ВОЗДУХ-ВОЗДУХ» НА ЭТАПЕ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ

*Л.Б. Кабакова, мл. науч. сотр., Ю.К. Гонтарев, канд. техн. наук, зав. лаб., М.Ю. Гонтарев, зав. сект.,
Днепропетровский Национальный университет, г. Днепропетровск, Украина*

Общая постановка проблемы и её связь с научно-практическими задачами. Для определения эксплуатационных характеристик зарядов ракет типа «воздух–воздух» и их соответствия техническим требованиям необходимо проведение испытаний в условиях, близких к натурным. В частности, необходима имитация температурных режимов, так как условия эксплуатации зарядов изменяются в широком температурном диапазоне от -50 до $+50^{\circ}\text{C}$. Характеристики твердых топлив в таком диапазоне температур могут существенно изменяться. В связи с этим возникает необходимость в испытании изделий в широком диапазоне температур.

Обзор публикаций и анализ нерешённых проблем. Для термостатирования на плюсовые температуры используется воздух. Нагрев может осуществляться с помощью служебного воздуха, который подается в камеры сгорания, работающие на жидком топливе. Горячая смесь служебного воздуха и продуктов сгорания проходит по трубкам теплообменника, нагревая рабочий сжатый воздух. Температура воздуха регулируется изменением расхода топлива в камеры сгорания.

Для нагрева воздуха до температур порядка 600°C используются воздухоподогреватели рекуперативного вида. Для более высоких температур применяют воздухоподогреватели регенеративного типа – кауперы. При больших расходах воздуха используют огневой способ нагрева. Однако при относительно невысоких температурах воздуха использовать перечисленные способы нагрева нецелесообразно.

Термостатирование на «минус» может достигаться несколькими способами, например: вдувом азота в камеру; циркуляцией охлажденного воздуха. Охлаж-

дение камеры вдувом паров азота имеет ряд существенных недостатков, а именно:

- невозможность регулирования необходимого уровня температуры в камере;
- низкая точность поддержания температуры;
- необходимость в большом количестве азота при длительном термостатировании в связи с низкой теплотой испарения.

Цель исследований. Целью работы являлись: проектировка термокамеры и выбор системы термостатирования изделий основного производства в широком диапазоне температур, разработка мобильной парогенерирующей установки для термостатирования на плюсовые температуры; исследование интенсификации процессов теплообмена в целях уменьшения веса и габаритов установки.

Результаты исследований. Спроектированная термокамера представляла собой параллелепипед $2\text{X}2\text{X}2,5$ м с двумя днищами $2\text{X}2$ м. Внутри термокамеры размещались металлоконструкции весом до 250 кг и изделие, представляющее собой цилиндрическую металлическую оболочку массой 25 кг и наполнитель массой 35 кг. Рабочим телом при термостатировании являлся воздух, циркулирующий по кольцу через теплообменник-калорифер или воздухоохладитель.

В связи с тем, что в процессе проведения испытаний возможны разрушения камеры, теплогенерирующая и холодильная установки располагались на расстоянии не менее 1 м от камеры. Газоводы, соединяющие термокамеру с теплообменником-калорифером имели разъемы. После термостабилизации холодильная или теплогенерирующая установка разъединялась от камеры, и камера перемещалась на расстояние $\sim 2,5$ м.

Схема систем охлаждения и нагрева воздуха, который обеспечивает термостатирование изделий, показана на рис. 1.

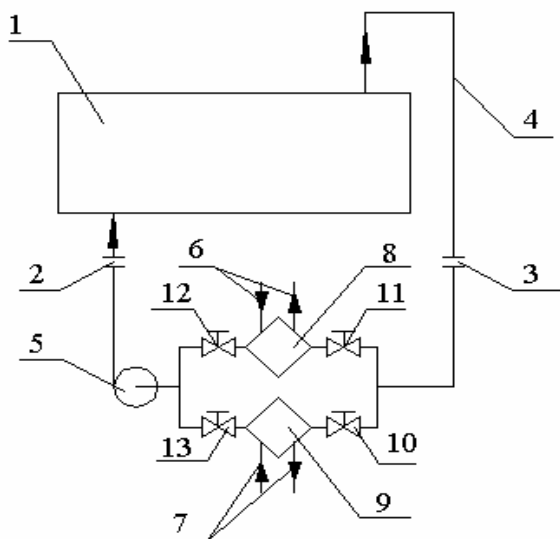


Рис. 1. Схема системы термостатирования:

- 1 – накатная камера;
- 2, 3 – разъемы;
- 4 – газовод;
- 5 – вентилятор;
- 6 – трубопроводы к холодильной установке;
- 7 – трубопроводы к теплогенератору;
- 8 – воздухоохладитель;
- 9 – теплообменник-калорифер;
- 10, 11, 12, 13 – заглушки

Для охлаждения воздуха была выбрана установка, описанная в [2], использующая двухступенчатый фреоновый холодильный турбоагрегат. Охлаждение воздуха осуществлялось в теплообменнике 8 с помощью антифризов, которые в свою очередь охлаждаются в испарителях холодильной машины. На рис. 2 показана принципиальная схема холодильного турбоагрегата для охлаждения воздуха.

Пары холодильного агента из двух низкотемпературных испарителей 5, 6 последовательно сжимаются в первых двух ступенях компрессора 1 и затем направляются в промежуточный сосуд 12 для охлаждения. Далее они с парами, отсасываемыми из высокотемпературного испарителя 10, сжимаются в следующих двух ступенях компрессора 2. Таким образом, компрессор разделен на две секции, каждая из которых состоит из двух колес и имеет отдельные всасывающий и нагнетательный патрубки. Первые два колеса условно называют низкотемпературной

ступенью компрессора, а последующие два – высокотемпературной. Все четыре колеса смонтированы на одном валу и в одном корпусе. Компрессор приводится в действие от синхронного электродвигателя 4 через зубчатую повышающую передачу 3.

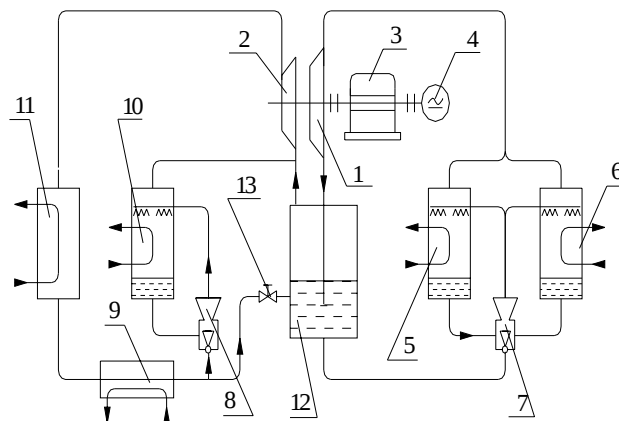


Рис. 2. Принципиальная схема холодильного агрегата для охлаждения воздуха:

- 1 – низкотемпературная ступень компрессора;
- 2 – высокотемпературная ступень компрессора;
- 3 – повышающая передача;
- 4 – синхронный электродвигатель;
- 5, 6 – низкотемпературные испарители;
- 7, 8 – инжекторы;
- 9 – переохладитель,
- 10 – высокотемпературный испаритель;
- 11 – конденсатор;
- 12 – промежуточный сосуд;
- 13 – регулирующий вентиль

Сжатые пары фреона из высокотемпературной ступени компрессора направляются в конденсатор, где охлаждаются и конденсируются. После переохлаждения в переохладителе 9 часть жидкого фреона поступает через регулирующий вентиль 13 в промежуточный сосуд 12, а другая часть через инжектор 8 – в испаритель 10. Образующиеся при дросселировании пары фреона отсасываются из промежуточного сосуда 12 высокотемпературной ступенью компрессора 2.

Помимо основного оборудования, показанного на принципиальной схеме, турбоагрегат имеет ряд вспомогательных элементов: поршневой компрессор с конденсатором и маслоотделителем, сборный бак для фреона (ресивер), воздухоохладитель, фильтр, дегидратор, запорную арматуру, регулирующие устройства и др.

Для термостатирования на плюсовые температуры (+56 °С) была выбрана замкнутая схема обогрева, в которой подогретый рабочий воздух поступает в камеру, охлаждается и подается на теплообменник. Использование замкнутой схемы движения воздуха позволяет снизить затраты энергии при термостатировании.

Для обогрева воздуха использовался теплообменник–калорифер, который входил в замкнутый контур мобильной парогенерирующей установки, схема которой показана на рис. 3.

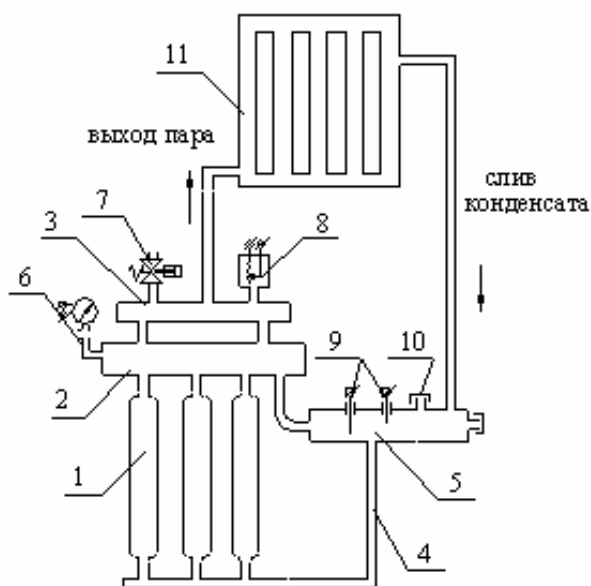


Рис. 3. Схема парогенерирующей установки:

- 1 – нагревательные блоки;
- 2 – паровый коллектор;
- 3 – сепаратор;
- 4 – опускной патрубков;
- 5 – компенсатор;
- 6 – ЭКМ;
- 7 – предохранительный клапан;
- 8 – датчик давления;
- 9 – электроконтактный уровнемер;
- 10 – переливной патрубков;
- 11 - теплообменник-калорифер

Нагревательные блоки парогенерирующей установки представляли собой цилиндрический сосуд, наружная поверхность которого снабжена спиральной канавкой и покрыта изоляционным материалом, способным сохранять свои изоляционные свойства при температуре до 500°С. В канавке уложен нагреватель с удельным сопротивлением 0.05-0.098 Ом·мм²/м [3], что позволило выполнить блок

компактным при сравнительно большой мощности. Такая конструкция обеспечивала одинаковую плотность теплового потока по всей поверхности нагревательного блока. Теплообменник-калорифер был выполнен из набора оребренных вертикальных труб, объединенных сверху и внизу коллекторами. Пар, образовавшийся в нагревательных блоках, поступал в верхний коллектор теплообменника, конденсировался на внутренней поверхности трубок, отдавая теплоту парообразования циркулирующему через теплообменник воздуху. Образовавшийся конденсат собирался в нижнем коллекторе, откуда по опускному патрубку под действием силы тяжести стекал в компенсационную емкость, которая сообщалась с полостью нагревательных блоков.

Для обеспечения постоянного омывания водой внутренней полости нагревательного блока использовался электроконтактный уровнемер, а для предотвращения неуправляемого роста давления в контуре при уменьшении интенсивности теплообмена в теплообменнике-калорифере устанавливались электроконтактный манометр и датчик давления.

Установка снабжена автоматической системой управления с обратной связью по температуре воздуха в термокамере, что обеспечивает возможность точного поддержания заданного режима термостабилизации изделий.

Одним из основных требований к теплогенерирующей установке является минимальные габариты и вес при максимальной эффективности и надежности.

Необходимость уменьшения веса и габаритов установки потребовала исследования интенсификации процессов теплообмена при кипении в нагревательных блоках. Наиболее перспективным способом интенсификации теплообмена применительно к термосифонам, по мнению авторов, является организация кипения в стесненных условиях, а именно, в щелевых каналах. Щелевой канал образовывался путем установки тонкостенного цилиндра коаксиально с корпусом нагревательного блока.

В основу теоретического исследования интенсификации теплообмена при кипении в щелевом канале

положена модель гетерогенных взаимопроникающих сред. Ее преимуществом является то, что несущая и дисперсная фазы рассматриваются отдельно друг от друга и описываются соответствующими уравнениями движения и тепломассообмена, при этом процесс взаимодействия сред учитывается с помощью членов, характеризующих силовые, тепловые напряжения и потоки на границах дисперсных включений.

Проведенные теоретические исследования процесса кипения в щелевом канале [4] позволили получить данные об основных параметрах (объемном паросодержании, скорости фаз, температурах стенки и жидкости) по высоте нагревательного блока.

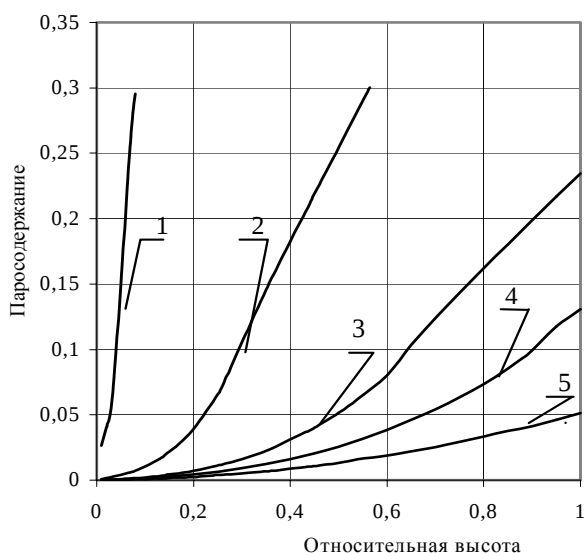


Рис. 4. Изменение объемного паросодержания по высоте при различных давлениях

- 1 – 1 атм.;
- 2 – 10 атм.;
- 3 – 20 атм.;
- 4 – 30 атм.;
- 5 – 40 атм.

На рис. 4 показано изменение объемного паросодержания по высоте при различных давлениях для величины щели 5 мм. Как следует из рис. 4, пузырьковое кипение по всей высоте испарительной зоны при величине зазора 5 мм может существовать при 20 атм. и выше.

Получено, что наибольший коэффициент теплоотдачи реализуется при развитом пузырьковом кипении. При этом режиме объемное паросодержание ф

не превышает 0,3. Пузырьковое кипение по всей высоте испарительной зоны при величине зазора 5 мм может существовать при 20 атм. и выше.

Перспективы дальнейших исследований. Полученная математическая модель может претендовать на качественное решение задачи определения основных параметров в зоне кипения парогенерирующей установки и может улучшаться по мере более точного экспериментального определения необходимых параметров.

Выводы. Проведенные исследования позволили:

- спроектировать эффективную систему термостатирования, включающую в себя парогенератор и холодильную установку, обеспечивающие необходимые эксплуатационные характеристики;
- обеспечить необходимую точность поддержания параметров термостатирования изделий
- провести мероприятия по уменьшению веса и габаритов парогенерирующей установки, а также по увеличению ее надежности.

Литература

1. Николаев Ю.М., Соломонов Ю.С. Инженерное проектирование управляемых баллистических ракет с РДТТ.– М.: Военное изд-во министерства обороны СССР, 1979.– 240 с.
2. Шишков А.А., Силин Б.М. Высотные испытания реактивных двигателей.– М.: Машиностроение, 1985.– 208 с.
3. Патент № 2087796 СССР. Установка для получения тепла. Утв. 20 августа 1997.
4. Гонтарев Ю.К., Елисеев В.И., Кабакова Л.Б. Кипение в щелевых каналах двухфазных термосифонов // Системне проектування та аналіз характеристик аерокосмічної техніки.– Дніпропетровськ: Навчальна книга, 2002.– Т. 6.– С. 51 - 71.

Поступила в редакцию 15.05.03

Рецензенты: канд. техн. наук А.А. Панченко; канд. техн. наук Ю.В. Дронов, г. Днепропетровск.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКОГО ГЕНЕРАТОРА НА БАЗЕ СВОБОДНОПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

М.Г. Веревкин, аспирант,

Московский Государственный Технический Университет им. Н. Э. Баумана, г. Москва, Россия

Приведены описание конструкции лабораторного образца термомеханического генератора (ТМГ) производства фирмы "Suprower" (США) на базе свободнопоршневого двигателя Стирлинга (СПДС), а также полученные экспериментальные данные.

К преимуществам двигателей с внешним подводом теплоты можно отнести возможность использования различных источников тепловой энергии (начиная от традиционных органических топлив и заканчивая энергией радиоактивного распада, солнечной радиации и биогаза), относительно низкий уровень шума при работе, возможность создания установок с минимальным воздействием на окружающую среду, достаточно высокий КПД и длительный ресурс работы.

Свободнопоршневые двигатели Стирлинга можно классифицировать как двигатели Стирлинга β -модификации, в которых жесткие механические связи между поршнями заменены газодинамическими. Термомеханический генератор в свою очередь является разновидностью свободнопоршневого двигателя, в котором газодинамические связи между элементами заменены на механические посредством установки механических пружин. Преимуществами ТМГ являются возможность создания более технологичных по сравнению с СПДС установок, их компактность и герметичность внутреннего контура. Такие двигатели нашли применение на сегодняшний день в различных автономных энергетических установках, аппаратах "искусственное сердце", в рефрижераторных системах и водяных насосах [1, 3]. Однако в настоящее время в открытой печати практически отсутствует научно-техническая литература, посвященная вопросам исследования рабочих процессов в ТМГ и разработке их конструкций.

Целью данной работы являлось проведение экспериментальных исследований опытного образца ТМГ.

Конструктивно термомеханический генератор состоит из трех основных элементов – цилиндра и расположенных в нем рабочего и вытеснительного поршней. Поршни разделяют объем цилиндра на две полости – полость расширения и полость сжатия, сообщающиеся между собой через нагреватель и холодильник. Принцип работы ТМГ аналогичен принципу работы двигателя Стирлинга с приводным механизмом с той только разницей, что поршни возвращаются в свои верхние мертвые точки под действием сил упругости механических пружин. Жесткая кинематическая связь между поршнями отсутствует. Масса вытеснительного поршня мала по сравнению с массой рабочего поршня, поэтому он быстрее реагирует на изменение давления газа в полостях и его колебания происходят с опережением рабочего поршня по фазе, что является необходимым условием получения полезной работы в машинах, работающих по циклу Стирлинга.

Рабочий процесс ТМГ протекает следующим образом. В момент запуска давление газа в рабочих полостях одинаково. Включение нагревателя приводит к повышению температуры и давления газа в полости расширения. Это вызывает перемещение вытеснителя вниз и, как следствие, перетекание рабочего тела из холодной полости в горячую. Давление газа при этом повышается. Под воздействием разницы давлений газа в рабочих полостях вытеснитель продолжает перемещаться вниз, переталкивая рабочее тело в горячую полость. При последующем увеличении давления начинает свое движение рабочий поршень. Через некоторое время объем полости сжатия становится ми-

нимальным и давление газа в рабочих полостях начинает падать. Движение поршней вниз продолжается до момента уравнивания действия газовых сил и сил инерции. Вытеснительный поршень намного легче рабочего поршня, поэтому он первым начинает перемещаться в обратную сторону. В это время рабочий поршень еще продолжает движение вниз. Рабочее тело начинает перетекать из полости расширения в полость сжатия, его давление падает, что вызывает движение поршня вверх под действием силы упругости пружин. Это движение продолжается до момента выравнивания давлений в полостях. При этом газ начинает перетекать из холодной полости в горячую и цикл продолжается.

Термомеханический генератор был смонтирован на испытательном стенде, схема которого приведена на рис. 1. Схема установки датчиков представлена на рис. 2, а основные конструктивные параметры термомеханического генератора приведены в таблице.

В ходе эксперимента контролировались следующие параметры рабочего процесса:

- температура рабочего газа в полости расширения (T_1);
- температура газа в полости сжатия (T_2);
- давление газа во внутреннем контуре (P);
- законы перемещения вытеснительного и рабочего поршней (X_p , X_d);
- частота колебаний поршней n .

Давление рабочего газа во внутреннем контуре контролировалось с помощью датчика давления ЛХ-415-10, а значения температур рабочего газа в полости расширения и сжатия термопарами ХА-0,3, установленными в соответствующих зонах внутреннего контура. Законы перемещений вытеснительного и рабочего поршней контролировались с помощью двух индуктивных датчиков перемещений ДП-3, соединенных толкателями с поршнями.

В процессе эксперимента с целью набора статистических данных проводилась регистрация параметров при трех значениях температуры рабочего газа в полости расширения (T_1):

- 453К;
- 513К;
- 573К.

Эксперимент проводился в нормальных климатических условиях.

В результате эксперимента была получена осциллографическая запись изменений контролируемых параметров в едином масштабе времени.

На основе полученных осциллограмм построены графики зависимости параметров рабочего процесса, при изменении температуры рабочего газа в полости расширения T_1 . Полученные экспериментальные данные при рабочей частоте $f = 12$ Гц, температуре в горячей полости $T_1 = 573$ К и температуре холодной $T_2 = 296$ К приведены на рис. 3 - 5.

Полученные экспериментальные значения параметров рабочего процесса помогут оценить степень адекватности создаваемой математической модели термомеханического генератора.

Литература

1. Walker G., Senft J.R. Free-piston Stirling engines. New-York: Springer.- Verlag, 1985.- 286 p.
2. Uriely I., Berchowitz D. Stirling cycle engine analysis. Bristol:Adam Hilgar Ltd., 1984.- 250 p.
3. Уокер Г. Двигатель Стирлинга / Пер. с англ. Б.В. Сутугина, Н.В. Сутугина.— М: Машиностроение, 1985.— 408 с.
4. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена.— М.: Энергия, 1979.- 320 с.
5. Приходько И.М. Добросоцкий А.В. Фомин А.В. Разработка комплексной методики расчета математического моделирования и оптимизации параметров двигателя Стирлинга // Двигателестроение.- 1980.- № 7.— С. 22-24.

Поступила в редакцию 06.05.03

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

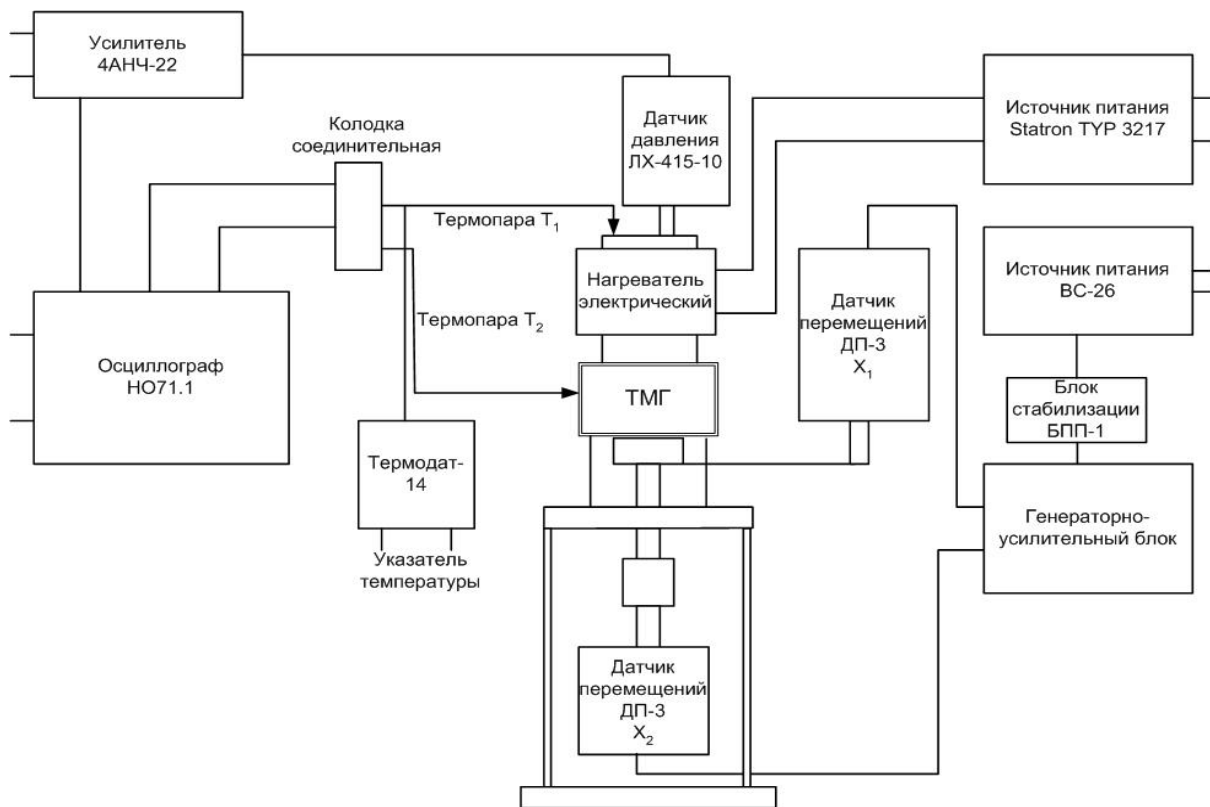


Рис. 1. Схема экспериментального стенда

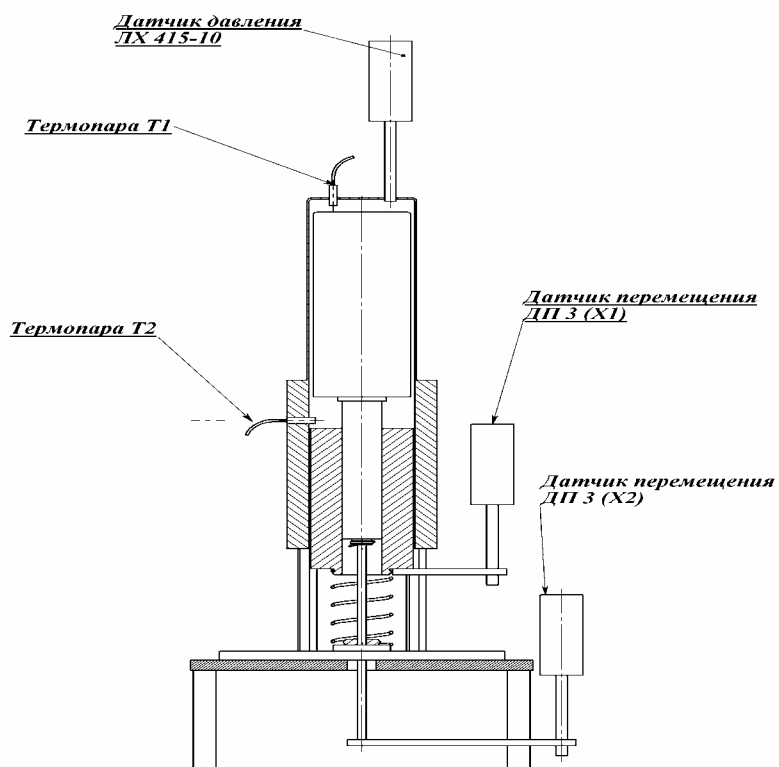


Рис. 2. Схема установки датчиков

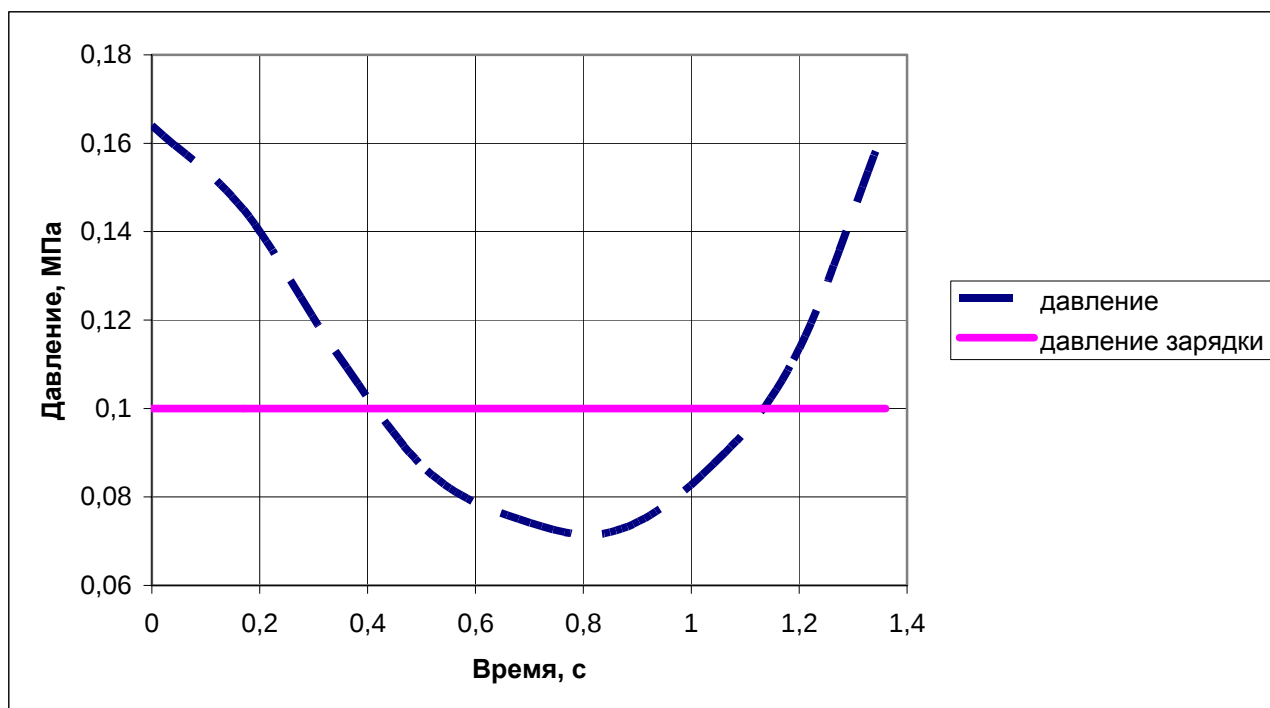


Рис. 3. График изменения давления

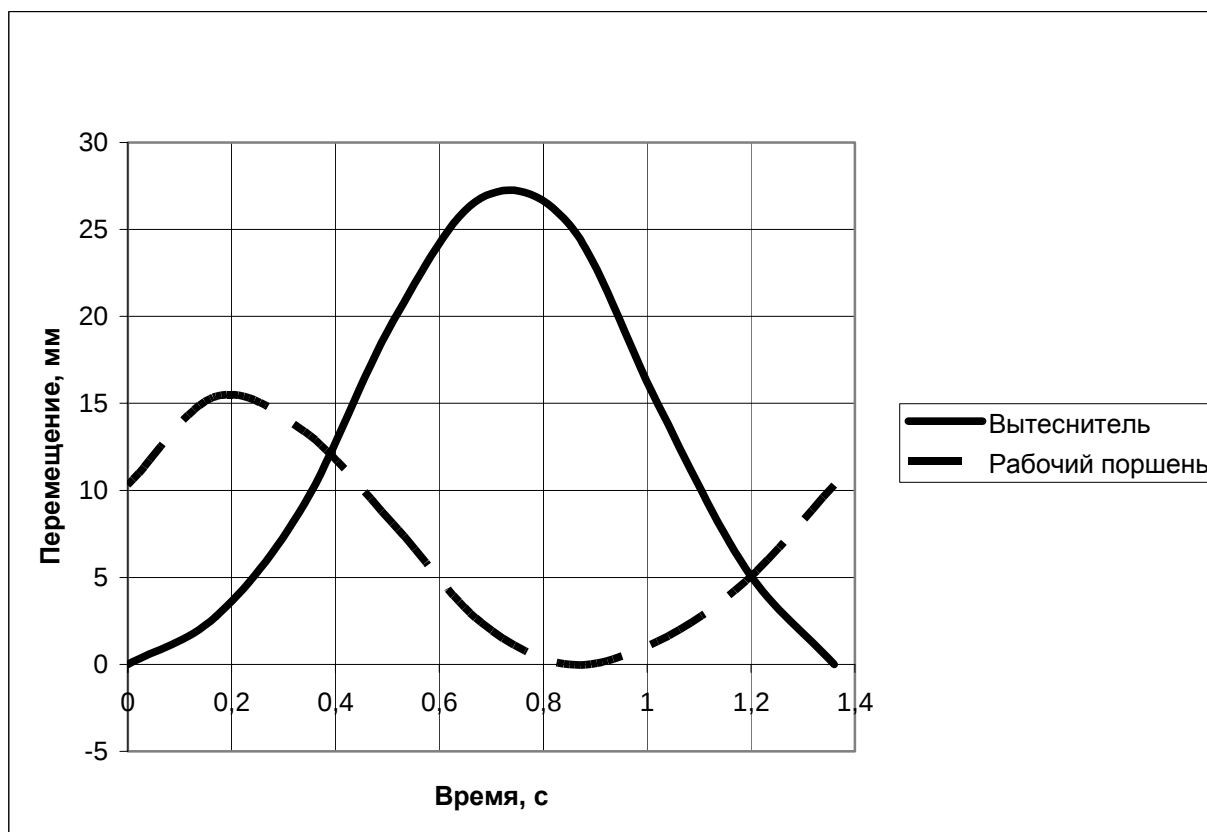


Рис. 4. Законы перемещения поршней

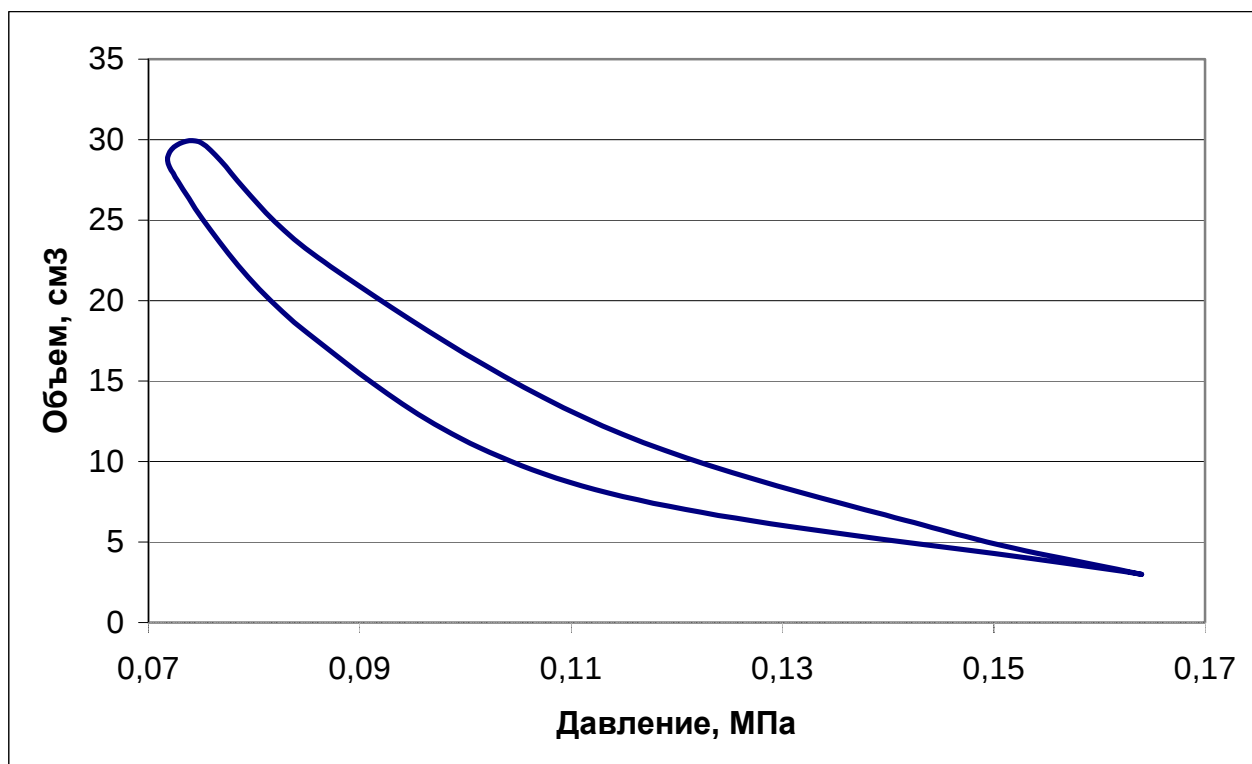


Рис. 5. Индикаторная диаграмма в холодной полости ТМГ

Таблица

Конструктивные параметры термомеханического генератора

Параметр	Значение
Диаметр вытеснительного поршня, мм	34
Масса вытеснительного поршня, г	75
Диаметр рабочего поршня, мм	36
Масса рабочего поршня, г	465
Диаметр штока, мм	14
Жесткость пружины вытеснительного поршня, Н/мм	6,2
Жесткость пружины рабочего поршня, Н/мм	1

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЯ

А.А. Зотов, инж.-констр., ОАО «АВТРАМАТ», г. Харьков, Украина

Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. К цилиндрипоршневой группе современных двигателей для легковых автомобилей, как и к двигателю в целом, предъявляются все возрастающие требования по увеличению ресурса, сокращению до минимума времени приработки (обкатки), снижению шума и токсичности. Поэтому большое внимание уделяется проектированию поршня [1], который должен обладать совокупностью свойств: с одной стороны он должен иметь минимально возможную массу, с другой – обладать необходимой жесткостью и прочностью, а также хорошо отводить тепло от перегретых поверхностей. Кроме того, боковой поверхности поршня необходимо придать сложную бочкообразную и эллипсовидную форму, которая при работе поршня обеспечит оптимальное пятно контакта юбки со стенками цилиндра двигателя. Для решения этих задач в настоящее время используются различные программы конечно-элементного анализа. Однако принимая во внимание тот факт, что при моделировании невозможно учесть все факторы, присущие действительным процессам и то, что при расчетах принимаются различные допущения, упрощающие решение поставленной задачи, возникает необходимость в получении экспериментального подтверждения результатов, полученных расчетным путем. Для проведения подобных экспериментальных исследований необходимо проведение работ по проектированию соответствующего оборудования и разработке методики проведения эксперимента. Именно этой задаче и посвящена данная статья.

Обзор публикаций и нерешенных проблем. Следует отметить, что данному вопросу, о котором говорилось выше, в нашей стране уделялось недостаточное внимание. Известны работы, в которых описываются

установки для проведения экспериментальных исследований механических свойств материалов, используемых при изготовлении поршней [2, 3]. При этом образцы испытываемого материала подвергается механическим и термическим нагрузкам. Также известны работы по изучению термонапряженного состояния и температурного поля поршней [4, 5], в которых исследуемый поршень в одном случае, подвергался нагреву на специальной установке, а в другом – измерялась температура поршня на работающем двигателе. Однако определенную сложность представляет проведение натурного эксперимента на работающем двигателе, в ходе которого измерялись бы деформации и напряжения в реальном поршне.

Постановка задачи: Упростить решение этой задачи можно, если провести статическое нагружение поршня в специальной установке. При этом предлагается не учитывать термонапряженное состояние поршня, а проводить сравнение результатов расчета и экспериментальных данных, принимая во внимание только силовое нагружение поршня. Это позволяет значительно упростить конструкцию экспериментальной установки и, в частности, сделать более простым съем сигнала с датчиков, расположенных на испытуемом поршне, и передачу его к измерительному комплексу. Таким образом, основной задачей в рамках этой работы и её первым этапом является разработка конструкции нагрузочного устройства.

В ходе проделанной работы была спроектирована и изготовлена установка (рис.1) для статического нагружения поршня, измерительный комплекс, а также разработана методика проведения эксперимента.

Описание установки

Назначение: установка предназначена для имитации силового нагружения поршня от давления газов и

реакций от опорных поверхностей (стенки цилиндра, поршневой палец).

Устройство: установка состоит из основания 12, на котором посредством четырех винтов 11 и прижимных шайб 13 зафиксирована гильза 7, имитирующая цилиндр двигателя. Для центрирования гильзы в основании выполнено углубление и установлен штифт 14. Гильза сверху закрывается крышкой 2, которая одновременно является направляющей для штока 1, жестко связанного с нагрузочным поршнем 4. В

поршне выполнены две канавки в которые установлены уплотнительные кольца 5. Форма и размер канавок выбраны таким образом, чтобы сохранялась возможность использовать уплотнительные кольца одного типоразмера для установки как в испытываемый поршень 17, так и в нагрузочный поршень. Крышка крепится к гильзе тремя быстросъемными винтами 30 с рифленой головкой. В пазу основания установлен ползун 18, снабженный стрелкой, на котором

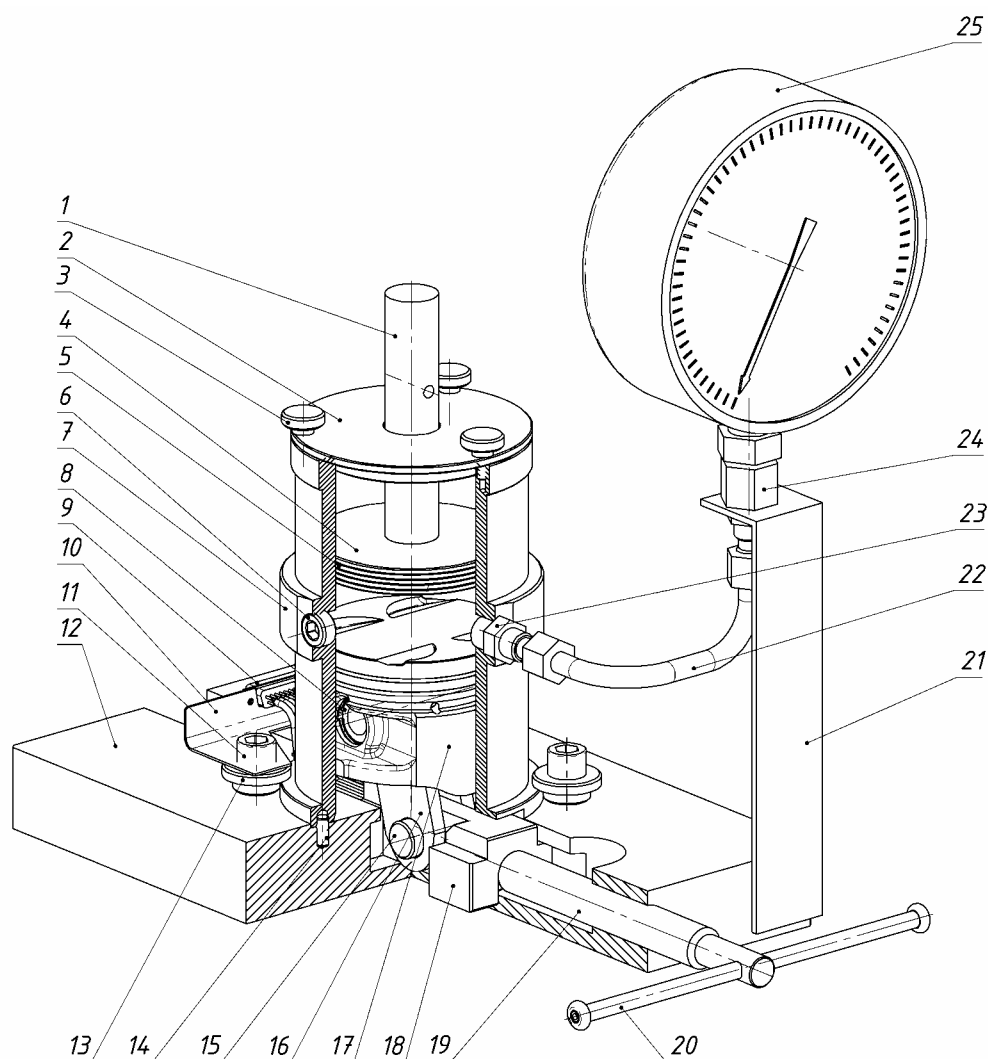


Рис. 1. Установка для нагружения поршня

шарнирно на оси 15 установлен шатун 16, связанный с испытываемым поршнем поршневым пальцем 9. Стрелка служит для определения местоположения ползуна, зная которое, можно определить и угол на-

клона шатуна. Для перемещения ползуна используется ходовой винт 19, головка которого входит в Т-образный паз ползуна. Винт приводится во вращение воротком 20, вставленным в отверстие в теле вин-

та. Для определения давления в гидросистеме устройства на плите при помощи кронштейна 21 установлен манометр 25, соединенный с гильзой медной трубкой 22 и штуцерами 23 и 24. Второе резьбовое отверстие в гильзе служит для слива масла из установки и закрыто пробкой 6. Также на плите зафиксирован кронштейн 10 с разъемом 9, к контактам которого припаяны выводы от тензодатчиков, установленных в исследуемом поршне.

Принцип работы

Установка работает следующим образом. Под воздействием гидропресса, на котором монтируется основание установки при проведении нагружений, шток с нагрузочным поршнем перемещается навстречу испытываемому поршню, при этом давление масла внутри гильзы плавно увеличивается. Величина давления контролируется манометром, соединенного с гильзой медной трубкой. Благодаря ходовому винту, ползун может перемещаться в направляющем пазу и отклонять шатун на нужный угол, чем достигается имитация положения поршня в цилиндре двигателя во всем диапазоне перемещения его от верхней мертвой точки до нижней мертвой точки и обратно; соответственно этому будут изменяться боковые силы, действующие на юбку поршня. Нагружения поршня проводятся в соответствии с выбранными режимами работы двигателя для характерных точек, взятых из индикаторной диаграммы, текущего положения поршня и шатуна и геометрии собственно поршня, например момент наступления максимального давления в цилиндре. Для этих точек определяются такие параметры, как давление в цилиндре, угол поворота коленчатого вала (угол наклона шатуна), величина ускорения поршня.

С целью приближения условий эксперимента к реальным условиям работы поршня необходимо усовершенствовать приведенную установку, обеспечив подогрев внешней стороны доньшка поршня, симулируя, таким образом, воздействие горячих газов на поршень. Такая работа потребует применения высо-

котемпературных жидкостей и неразрезных уплотняющих колец с заданной теплопроводностью.

Выводы. В результате проведенной работы создана экспериментальная установка, позволяющая исследовать напряженное состояние поршня и получать корректные граничные условия для последующего использования в расчетах.

Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей: Уч. для студентов ВТУЗов, обучающихся по специальности “Двигатели внутреннего сгорания” / Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др. / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова.- М.: Машиностроение, 1984.- 384 с.
2. Абрамчук Ф.И. Исследование нестационарной теплопроводности поршня быстроходного форсированного тракторного двигателя: Дис... канд. техн. наук.- Харьков; 1977.- 120 с.
3. Абрамчук Ф.И. Основы повышения термоусталостной и длительной прочности поршней быстроходных форсированных дизелей: Дис... д-ра техн. наук / ХПИ.- Харьков, 1992.- 340 с.
4. Мелекесцев Г.А. Физическое моделирование термомеханической усталостной и длительной прочности поршней при изменении степени форсирования и условий эксплуатации тракторных и комбайновых дизелей: Дисс... канд. техн. наук.- Харьков, 1993.- 125 с.
5. Исследование температурного поля поршня. / А.В. Белогуб, А.Г. Щербина, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 2002.- Вып. 31. Двигатели и энергоустановки.- С. 120-123.

Поступила в редакцию 08.06.03

Рецензенты: канд. техн. наук, Главный конструктор А.В. Белогуб, ОАО «АВТРАМАТ», г. Харьков; канд. техн. наук, доцент А.В. Олейник, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА РАБОТЫ ДИЗЕЛЬНЫХ ФОРСУНОК

О.Ф. Прищепов, канд. техн. наук, В.П. Ревнюк, инж.,

В.И. Андреев, науч. сотр.,

Николаевский государственный гуманитарный университет имени Петра Могилы «НГГУ»,

г. Николаев, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Специфика эксплуатации судовых дизелей (удаленность ремонтной базы, надежность эксплуатации в экстремальных условиях, экономические потери от вынужденных простоев) заставляет искать пути повышения ресурса и надежности узлов и деталей ДВС технологическими методами. Для решения этих задач используются высокоэнергетические способы обработки материалов, такие как лазерное термоупрочнение и ионно-плазменное напыление, а также комбинированное упрочнение.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. В настоящее время прогресс в двигателестроении связан с применением новых труднообрабатываемых материалов - жаростойких, коррозионностойких и износостойких сталей и сплавов. Однако и эти материалы не всегда удовлетворяют требованиям, выдвигаемым возрастающими нагрузками, расширением диапазона рабочих температур, влиянием вредных факторов окружающей среды. Эффективным способом повышения долговечности деталей ДВС в условиях циклических нагрузок, контактной усталости и износа является создание на их поверхности прочных износостойких слоев. Известно много способов создания поверхностных слоев с целью повышения эксплуатационных характеристик деталей топливной аппаратуры. Наиболее широкое применение нашли способы поверхностной закалки, химико-термические способы (цементация, азотирование и т.д.). Однако возможности этих методов в значительной мере уже исчерпаны.

Применение в последние годы электрофизических методов значительно повысило ресурс некоторых деталей ДВС.

Так, например, лазерное упрочнение поверхностей позволяет выборочно изменить свойства различных участков деталей, в результате чего получаются более износостойкие поверхности без изменения шероховатости. Однако при обработке прецизионных пар незначительное увеличение зерна в металле приводит к ограниченному применению этого метода.

Нанесение ионно-вакуумных покрытий на основе тугоплавких металлов (TiN, TiC и т.д.) значительно увеличивает поверхностную твердость деталей. Применение этих покрытий в прецизионных парах сдерживается из-за увеличения размеров на 2-4 мкм.

Что касается дизельных форсунок, то необходимо подобрать такие схемы и режимы обработки, которые смогли бы повысить износостойкость и не изменить геометрические параметры сопрягаемой пары.

Цель исследований. Целью данной работы являются исследование характера износа иглы и корпуса форсунки, а также исследование и разработка технологии комбинированного поверхностного упрочнения этих деталей, что позволило бы повысить ресурс и надежность работы форсунки.

Результаты исследований. Исследования проводились на форсунках дизелей VDS 24/24 AL-1 (1000 об/мин N=900 кВт) и VDS 48/42 AL-2 (750 об/мин, N=2300 кВт).

Исследования лазерного упрочнения распылителя выполнялись на импульсном твердотельном лазере с диапазоном регулирования энергии $E = 10 - 80$ Дж, длительностью импульса 2-10 мс. Диаметр лазерного

"пятна", фокусное расстояние были специально адаптированы к данной конструкции распылителей.

Распылитель изготовлен из стали 18Х2Н4МА.

Химический состав:

% С..... 0,12-0,17

% Мп..... 0,25-0,55

% Si..... 0,17-0,37

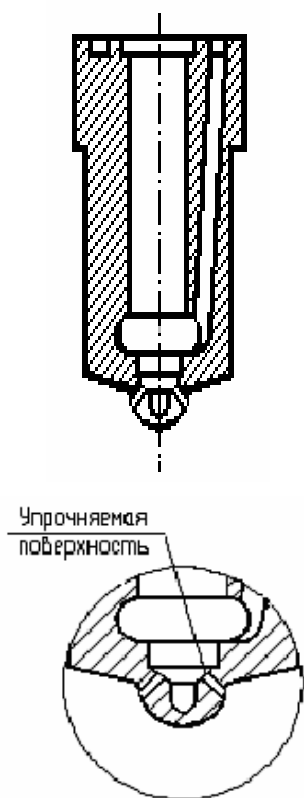
% Cr..... 1,35-1,65

% Ni..... 4,00-4,4

% Мо..... 0,30-0,40

Начальная химическая обработка при 920-980°C на глубину от 0,6-0,7 мкм, поверхностная твердость HRC 57 (Нм 740-780 кг/мм²).

После импульсной лазерной обработки каналов распылителя форсунки (рисунок) микротвердость упрочненного слоя увеличилась – Нм = 800-840 кгс/мм², глубина упрочненного слоя составила 0,07-0,09 мм.



Корпус форсунки

Иглы форсунки изготовлены из стали Р18, химический состав:

% С..... 0,73-0,83

% Cr..... 3,80-4,40

% W..... 17,0-18,5

% V..... 1,00-1,40

Начальная термическая обработка до твердости не менее HRC 60 (Нм 800-910 кг/мм²).

На конусы иглы наносилось покрытие на основе TiN толщиной 3 - 5 мкм.

Микротвердость покрытия составляла не менее Нм=2400 кгс/мм².

Перспективы дальнейших исследований. Исследования комбинированных методов упрочнения могут быть применены для плунжерных пар деталей топливной аппаратуры ДВС, а также деталей газораспределительных механизмов.

Выводы. Предложенная технология комбинированного упрочнения дизельных форсунок обеспечивает повышение срока службы форсунок от 3600 до 8000 часов.

Несмотря на сложность и длительность исследований, трудоемкость технологической операции очень незначительная - 5-10% от изготовления форсунок.

Литература

1. Бахтияров Н.И., Логинов В.Е. Производство и эксплуатация прецизионных пар. М.: Машиностроение, 1979.– 205 с.
2. Корсаков В.С., Таурит Г.Э., Василюк Г.Д. Повышение долговечности машин технологическими методами.– К.: Техніка, 1986.– 158 с.
3. Семенов А.П., Ковш И.Б., Петрова И.М. Методы и средства упрочнения поверхностей деталей машин концентрированными потоками энергии.– М.: Наука, 1992.– 404 с.
4. Duley W., Laser Processing and Analysis of Materials // Plenum Press, New York.- 1986.- 504 с.
5. Клименко Л.П. Повышение долговечности цилиндров ДВС на основе принципов переменной износостойкости / Под ред. В.В. Запорожца.– Николаев: Изд-во НФ НАУКМА, 2001.– 294 с.

Поступила в редакцию 1.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Л.П. Клименко, НГГУ, г. Николаев; д-р техн. наук, профессор А.П. Марченко, Национальный политехнический университет «ХПИ», г. Харьков.

КОНСЕРВАЦИЯ ФОРСИРОВАННЫХ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Ю.С. Бородин, канд. техн. наук, зам. ген. конструктора по НИР, В.З. Бычков, вед. инженер,

Н.В. Клименко, вед. инж., нач. лаб., Н.В. Нестеренко, инж., Г.В. Щербаненко, нач. отдела,

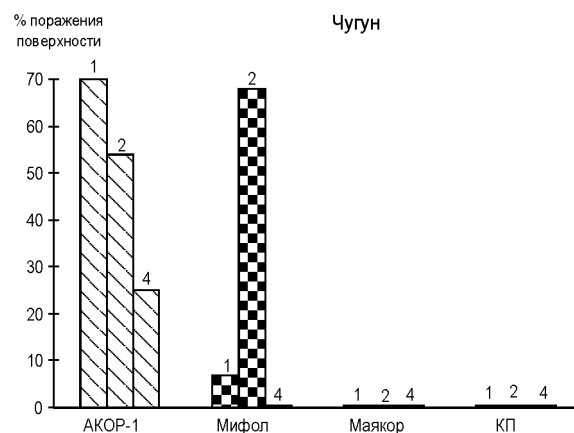
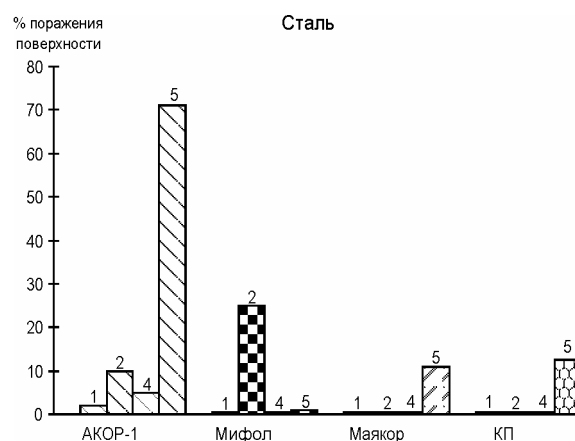
Казённое предприятие "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", г. Харьков, Украина

Характерной особенностью двигателей специальной техники является их кратковременное интенсивное использование и последующее длительное хранение. Поэтому защита двигателей от коррозии всегда являлась одной из важных задач при их производстве и эксплуатации [1].

В России для консервации двигателей были разработаны маслорастворимые ингибиторы коррозии АКОР-1 ГОСТ 15171-78, КП ГОСТ 23639-79, Мифол ТУ 0257-002-00148820-94 и консервационное масло Маякор ТУ 38-401-58-67-93 [2]. Производство аналогичных продуктов в Украине отсутствует. На протяжении многих лет консервация двигателей типа 5ТДФ проводилась с помощью присадки КП, которая вводилась в моторное масло и дизельное топливо и обеспечивала надёжное хранение техники на протяжении более 5 лет. В связи с прекращением производства присадки КП возникла необходимость срочного решения вопроса её замены, т.е. выбора ингибитора коррозии с достаточным уровнем защитных свойств.

В связи с тем, что процесс испытаний консервационных материалов в натурных условиях хранения техники длительный и трудоёмкий, для определения защитных свойств применялись лабораторные методы, позволяющие с высокой степенью достоверности проводить сравнительную оценку эксплуатационных свойств ингибиторов коррозии. Защитные свойства определяли для смесей штатного моторного масла Галол М-4042 ТД ТУ У 00151650.040-97 с 15% АКОР-1, 10% Мифола и 50% масла Маякор (рекомендации разработчиков этих продуктов). Металлические образцы из стали марки 45 ГОСТ 1050-74 и серого чугуна ГОСТ 1412-79, покрытые консервационными смесями, испытывали в соответствии с ГОСТ 9.054-75 по четырём методам, предусматривающим воздейст-

вие тепла и влаги (метод 1), дополнительно к ним воздействие сернистого ангидрида (метод 2), испытания в растворе электролита (метод 4) и в растворе бромистоводородной кислоты (метод 5). На рисунок представлены полученные результаты испытаний в сравнении с данными по смеси моторного масла с 15% присадки КП. Проведенная оценка показывает, что лучшими защитными свойствами обладает консервационная смесь на основе масла Маякор.



Защитные свойства консервационных смесей масла Галол М-4042 ТД с ингибиторами коррозии по методам ГОСТ 9.054-75 (метод 1 - 120 ч, метод 2 - 48 ч, метод 4 - 20 ч, метод 5 - 4 ч)

При испытаниях ингибитора коррозии АКОР-1 образцы из стали и чугуна имели значительно большую степень коррозионных поражений во всех условиях испытаний. Ингибитор Мифол обладает недостаточным уровнем защитных свойств при воздействии сернистого ангидрида.

Защитные свойства смеси масла Галол М-4042 ТД с 50% Маякора практически равноценны консервационной смеси на основе присадки КП.

Консервационное масло Маякор разработано ВНИИНП г. Москва, изготовлено на основе окисленных и нитрованных углеводородов, антиокислителя, полимерных добавок и минерального масла. Масло Маякор предназначено для защиты от коррозии изделий из чёрных и цветных металлов в жёстких условиях хранения и по данным разработчика было испытано в сравнении с консервационными маслами фирмы Mobil: Arma-777 и Arma-778, широко применяемыми в Европейских странах. Как видно из таблицы по защитным свойствам масло Маякор превосходит зарубежные аналоги.

Таблица

Защитные свойства консервационных масел

Условия испытаний	Время до появления первых признаков коррозии на стали 10		
	Маякор	Arma-777	Arma-778
В камере влажности Г-4, цикл*	100	27	20
В соляном тумане, цикл	4	1	1
При погружении в электролит, сут.	>90	4	5
При воздействии НВг, % коррозии, 4 часа	2	2	1

* цикл - 24 часа

В целях решения вопроса о применении масла Маякор для консервации двигателей типа 5ТДФ были проведены специальные испытания. В соответствии с существующей технологией процесс консервации масляной и топливной систем заключается в кратковременной работе двигателя на холостых оборотах на смесях моторного масла и дизельного топлива с ингибитором коррозии.

Сущность проведенных испытаний заключалась в определении возможности ввода двигателя в эксплуатацию без расконсервации. Для этого двигатель 5ТДФ был законсервирован смесями масла Галол М-4042 ТД и дизельного топлива с маслом Маякор в концентрации 50 и 10% соответственно. После слива консервационной смеси и заправки системы свежим моторным маслом двигатель прошёл 40-часовые испытания на режимах внешней характеристики.

По результатам испытаний установлено, что остатки консервационной смеси не оказали влияния на работоспособность двигателя: основные параметры изменились незначительно, физико-химические показатели масла, количество отложений в масляном центробежном фильтре, скорость износа основных деталей цилиндро-поршневой группы по результатам спектрального анализа были такие же, как и при аналогичных испытаниях двигателя 5ТДФ с применением масла Галол М-4042 ТД. Оценка технического состояния двигателя после испытаний показала, что замечаний по топливной аппаратуре, в том числе фильтру тонкой очистки, чистоте корпусов поршней, закоксованности окон цилиндров, зольным отложениям на накладках поршней не наблюдалось.

Полученные результаты лабораторных исследований защитных свойств масла Маякор и испытаний двигателя позволили рекомендовать его к применению для консервации двигателей типа 5ТДФ и 6ТД и длительного хранения их сроком до 5 лет.

Литература

1. Теоретические основы химмотологии / Под ред. А.А. Браткова.- М.: Химия, 1985.- 170 с.
2. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости: Справочник / Под ред. В.М. Школьников.- М.: Техинформ, 1999.- 180 с.

Поступила в редакцию 01.06.03

Рецензенты: канд. техн. наук, зам. Гл. конструктора А.В. Грицюк, КП ХКБД, г. Харьков; д-р техн. наук, профессор В.А. Пылев, НТУ "ХПИ", г. Харьков.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МЕСТА РАЗМЕЩЕНИЯ ДЕТАЛИ НА ПЛОСКОЙ ПОДЛОЖКЕ НА ПЛОТНОСТЬ ТОКА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ УГЛАХ ПАДЕНИЯ ИОНОВ ДЛЯ ПЛАЗМЕННО-ИОННОЙ ОБРАБОТКИ

Г.И. Костюк, проф., д-р техн. наук, С.А. Романенко,

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского "ХАИ",

Н.Л. Белов, В.И. Решетников, ПО завод им. Малышева, г. Харьков, Украина

1. Введение

Угол падения иона на поверхность детали определяет величину коэффициента распыления и, например, при углах вблизи 60 градусов становится максимальным, т.е. определяет величину уносимой массы с детали, а значит и влияет на производительность обработки. В случае ионного полирования, ионного фрезерования и очистки повышается производительность при углах близких углу, соответствующему максимальному распылению, а в случае нанесения покрытия снижает производительность. Все это говорит о важности и актуальности исследования влияния места размещения детали на характер распределения плотности ионного тока по угловой координате.

Работы в этом направлении были связаны с выполнением исследований по программе 625 «Плазменно-ионные технологии», «Прогрессивные технологии и РТК в машиностроении» (Руководитель академик Колесников К.С.) в СССР, развивались в программах ГКНТ Украины по фонду фундаментальных исследований проект 4616, в программах Министерства науки и образования «Создание поверхностных слоев с заданными свойствами», «Повышение эксплуатационных характеристик деталей путем создания поверхностных слоев с прогнозируемыми свойствами», а также целой гаммой хозяйственных и госбюджетных работ с Министерством промполитики, ГП ХМЗ ФЭД, ПО завод им. Малышева, НПО РОТОР, где проводилось внедрение этих результатов.

Исследования распределения плотности ионного тока по угловой координате в различных местах рабочего объема установки для плазменно-ионной обработки приведены только в двух работах [1, 2] да и исследовались далеко не самыми чувствительными при-

борами. Учитывая важность угловых распределений потоков ионов на деталь для определения производительности обработки в режиме нанесения покрытия, в режиме ионной очистки, в режиме ионной имплантации и ионного легирования, ионного полирования, все это говорит о важности и своевременности проводимого исследования.

2. Методика исследования угловых распределений плотности ионного тока в различных местах рабочего объема установки

Методика определения плотности тока была аналогична описанной в работе [3], с той лишь разницей, что датчики (цилиндры Фарадея) устанавливались под различными углами (-10, +10, 20, 30, 40°) по сравнению с падением ионов по нормали к поверхности, а блок датчиков перемещался шаговыми двигателями по радиусу. Фиксировались распределения при $R = 0$ (ось установки), $R = 20, 40, 60, 80$ и 100 мм.

3. Исследование угловых закономерностей распределения плотности ионного тока на подложку

Исследование проводилось с использованием того же автоматизированного комплекса, что в случае изучения характера полей распределения плотности ионного тока при падении частиц ионной составляющей плазменного потока на поверхность подложки под прямым углом.

На платформу 4 устройства перемещения датчиков (рис. 1, [3]) было смонтировано приспособление для размещения на ней шести цилиндров Фарадея под фиксированными углами - 10° , 0° , $+10^\circ$, $+20^\circ$, $+30^\circ$, $+40^\circ$ относительно оси системы, совпадающей с центральной осью потока плазмы, излучаемого верхним источником. На рис. 1 изображена конструкция при-

способления с размещенными на ней под различными углами ориентации цилиндров Фарадея. Учитывая осесимметричный характер распыляемого потока ионов, движение платформы осуществлялось только в радикальном направлении и только по радиусу плоскости подложкодержателя от центральной оси системы к периферии.

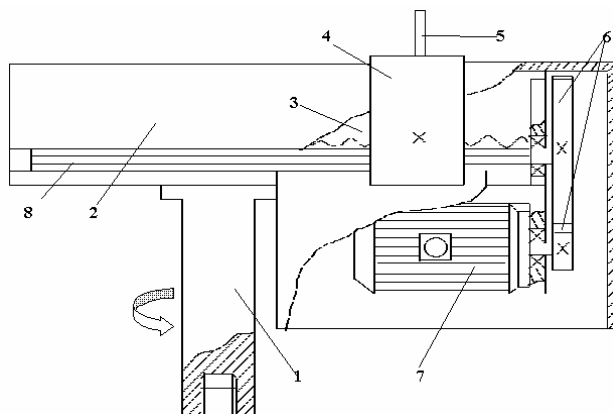


Рис. 1. Устройство для перемещения датчиков:

- 1—вал;
- 2—защитный кожух;
- 3—винт-гайка;
- 4—столик перемещающийся;
- 5—датчик;
- 6—шестерни;
- 7—шаговый двигатель;
- 8—основание

Направление перемещение выбиралось таким образом, чтобы в каждой опорной точке, где производились измерения, оси расположения положительно ориентированных датчиков примерно совпадали с траекториями разлета частиц потока ионов вблизи зоны взаимодействия потока с подложкой.

Измерение производилось в опорных точках, находящихся на радиусе плоскости подложки и отстоящие друг от друга на расстоянии 20 мм. Алгоритм работы измерительного автоматизированного комплекса был, примерно, таким же, как в случае измерения плотностей ионного тока и характера его распределения при использовании одного цилиндра Фарадея с той небольшой разницей, что в данном случае производился измерительной системой К 200/4 опрос шести датчиков с частотой переключения каналов 19 Гц и количеством измерений в одной опорной точке 100, а затем подавалась от системы компьютерного управления на перемещение платформы в соседнюю точку радиусной прямой.

Для исключения бокового подпыления торцов датчиков, а значит, и калиброванных отверстий потоком частиц на защитные экраны цилиндров Фарадея были одеты «зонтики» 7, представляющие собой цилиндры удлиняющие с наружной стороны экраны датчиков и не предотвращающие доступ параллельным по отношению к осям датчиков потоком плазмы в калиброванные отверстия.

Учитывая конструктивные особенности датчиков, можно утверждать, что на коллекторе 1 (зондовая трубка цилиндра Фарадея) наводился ток ионами, летящими, в основном, в направлении, совпадающем с осью ориентации датчика, т. е. с определенной долей приближения, зная углы ориентации датчиков, можно выявлять углы падения частиц (ионов) в различных точках поверхности.

При измерении интенсивности облучения поверхности ионным потоком, падающим под углом, пренебрегали характером распределения потока в зоне, ограниченной расположением верхних торцов датчиков плотности тока (она составляла 5 мм × 30 мм).

4. Факторы, влияющие на угловые закономерности распределения падения ионов на подложку

Известно, что на движение ионов и большей степени электронов оказывается одновременное воздействие однородных электрических и магнитных полей, направленных под произвольным углом друг к другу.

В источнике плазмы с внешней магнитной фокусировкой плазменного потока степень влияния напряженности внешнего фокусирующего магнитного поля является определяющей в формировании диаграммы направленности и геометрических характеристик электронных и ионных пучков. Но нельзя не учитывать тот фактор, как влияние собственного магнитного поля разряда, приводящего к возникновению в плазме электрического поля [4]. Наличие этого компонента (электрическое поле) обуславливает фокусировку плазменного потока и снижение облучения подложки и углов разлета пучка. Особенно это влияние необходимо учитывать при 100 А и более [5].

По причине вышесказанного измерение интенсивности излучения поверхности частицами, летящими под разными углами проводились при дуге разряда

$I_d = 100$ А, напряжение на подложке $U_n = 200$ В, давление рабочей среды $P_c = 10^{-3}$ Па и при варьировании внешнего фокусирующего магнитного поля в пределах от $H = 50$ э до $H = 150$ э. Рабочая среда создавалась и автоматически поддерживалась за счет регулирования парциального давления реакционного газа – азота. Необходимо отметить, что при давлении ($P = 10^{-2} + 10^{-3}$ мм.рт.ст.) и ниже претерпевает изменение пучок электронов. Проходящий в газе (при этом давлении), он может фокусироваться за счет действия пространственного заряда положительных ионов газа. При такой фокусировке электронный пучок принимает форму нити (нитевидный пучок) или нитки бус, либо промежуточную между этими двумя [5]. Таким образом, электронный пучок действует только в узкой зоне, совпадающей с центральной осью плазменного потока и не оказывает существенного влияния на формирование зондовой характеристики измерительных датчиков.

5. Результаты исследований

Измерения проводились в радиальных сечениях ионно-плазменного потока на расстоянии 470 мм и 330 мм от торца катода. Измерение напряженности магнитного поля от фокусирующего магнита было в пределах от $H = 50$ э до $H = 150$ э, что соответствовало изменению тока, протекающего через фокусирующую катушку от 0,2 до 0,6 А (пределы регулирования данного параметра на установке «Булат-6»).

На рис. 2, а, б, в, показаны распределения плотностей ионного тока по радиусам, измеренные с помощью датчиков, ориентированные под фиксированными углами $\alpha_1 = -10$, $\alpha_2 = 0$, $\alpha_3 = +10$, $\alpha_4 = +20$, $\alpha_5 = +30$, $\alpha_6 = 40$ по отношению к центральной оси ионного потока при удалении от торца катода источника плазмы на расстоянии 470 мм и изменении тока во внешней фокусирующей катушке от 0 до 0,6 А при $I_d = 100$ А, $U_n = 200$ В, $P_c = 3 \cdot 10^{-3}$ Па.

Если проанализировать распределение плотности ионного тока измеренное датчиком, ориентированным под углом $\alpha = 0$ (нормальное расположение датчика), то оно практически ничем не отличается от распределения плотностей ионного тока, полученное при измерении одним и девятью датчиками, располо-

женными на подложке, облученной верхним источником плазмы и показанное на рис. 2, а, б, в [3].

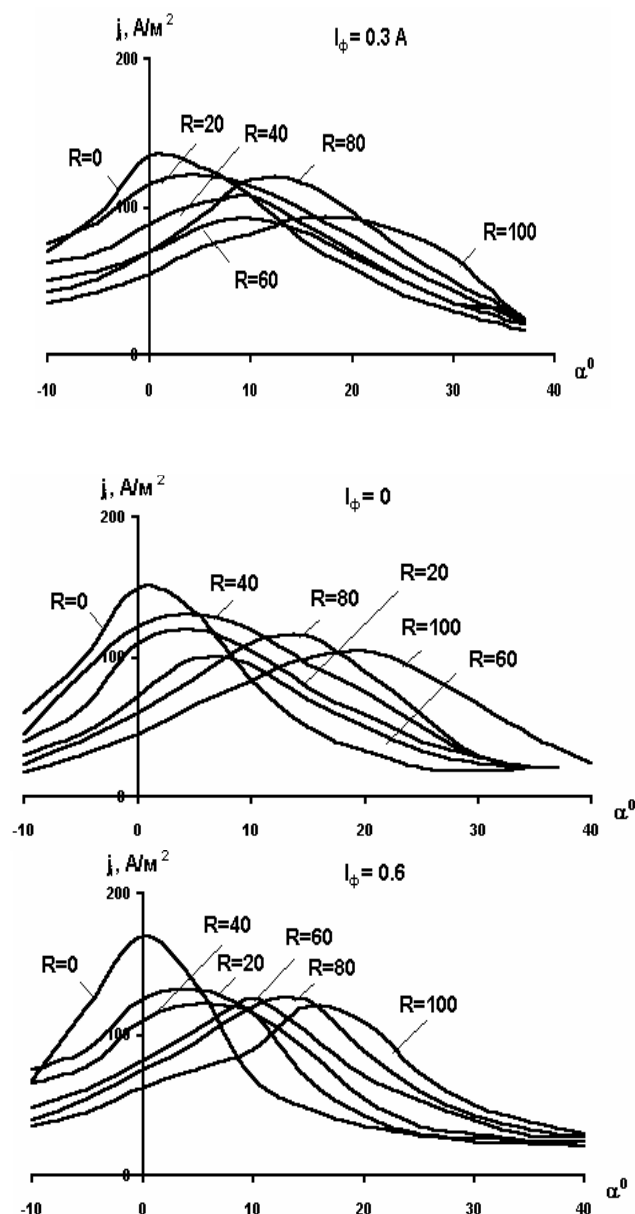


Рис. 2. Распределение плотности тока по угловой координате при работе одного испарителя и различных состояниях от оси испарителя:

а) $I_\phi = 0.3$ А;

б) $I_\phi = 0$;

в) $I_\phi = 0.6$ А.

($L = 470$, $I_g = 100$ А, $P_{cp} = 3 \cdot 10^{-3}$ мм рт. ст.)

Наиболее облученный – коллектор датчика, расположенный углом $\alpha_3 = \pm 10^\circ$. Диапазон изменения значений плотностей ионного потока, измеренный датчиком под углом $\alpha_3 = \pm 10^\circ$, находится в пределах от 85 А/м² до 120 А/м² при $I_{\phi m} = 0.6$ А и от 70 А/м² до 130 А/м² при $I_{\phi m} = 0,2$.

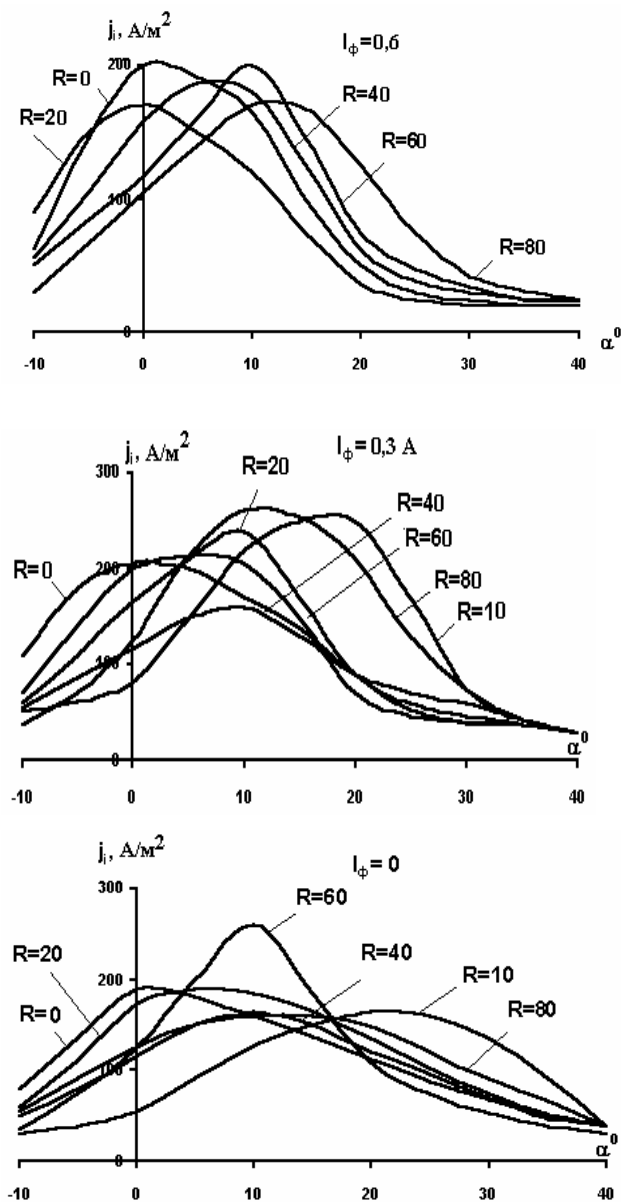


Рис. 3. Распределение плотности тока по угловой координате на различных расстояниях от оси испарителя и при различных токах фокусировки:

- а) - 0.6 А;
- б) - 0.3 А;
- в) - 0 А.

($I_g = 100$ А, $U_{\text{подл}} = 200$ В, $P = 3 \cdot 10^{-3}$ мм рт. ст., $L = 330$ мм)

Максимум облучения датчика приходится на тот момент, когда платформа с датчиками удалена от оси потока на расстояние 60 мм при $I_{\text{ср}} = 0.6$ А и $I_{\text{ср}} = 0$. Но при $I_{\text{ср}} = 0.3$ А максимум облучения наступает при удалении на 80 мм от центра оси ионного потока. На периферии подложки ($R = 100$ мм) значения плотностей тока при разных значениях фокусирующего магнитного поля, примерно, одинаковы и равны $(100 - 110)$ А/м². необходимо отметить плавность изменение значений плотностей от точки к точке, что

наглядно демонстрирует характер кривой $J = F(R)_{\alpha=+10^0}$ (рис. 2, а).

Если перейти к зависимости $J = f(\alpha)$ для различных режимов работы установки при измерении плотности потока на расстоянии от катода 470 мм (рис. 3, а, б, в), то и эти зависимости наглядно демонстрируют тот факт, что при $\alpha = 10 + 15^0$, наибольшие значения плотностей тока наблюдается на расстоянии 60 + 70 мм от центра потока, причем эта тенденция сохраняется практически для всех режимов работы технологического оборудования.

Если проанализировать облучаемость датчика, ориентированного под углом $\alpha = +20^0$, то характерной особенностью, практически во всех режимах, будет то, что в центре подложки этот датчик практически облучается очень слабо (плотность соответствует, примерно, значениям, равным 20 – 35 А/м² при $J_{\text{ф}} = 0$ до 0.6 А). По мере продвижения датчика к периферии датчик начинает улавливать ионный поток. Так, например, при токе фокусировки 0.6 А распределение плотности ионного тока, измеренное этим датчиком, напоминает показательную функцию, где значение J в точке $R = 100$ мм возрастает до 110 – 113 А/м². При токе через фокусирующую систему $I_{\text{ср}} = 0.3$ А кривая распределения для датчика, ориентированного под углом $\alpha = 20^0$, приближается к прямой и значения J возрастают по линейному закону с 25 А/м². при $R = 0$ до 100 А/м². при $R = 100$ мм. По мере удаления платформы с датчиком от центральной оси.

Что же касается характера данной кривой распределения плотности тока (для $\alpha = +20^0$, $I_{\text{ср}} = 0$), то в этом случае по мере увеличения расстояния по радиусу от 0 до 60 мм плотности увеличиваются от 30 до 70 А/м², а затем наблюдается спад до 60 А/м² при $R = 100$ мм.

Если провести анализ зависимостей при различных значениях внешнего фокусирующего магнитного поля по кривым $J = f(\alpha)$ (рис. 4, а, б, в) при $\alpha = +20^0$ и $I_{\text{ср}} = 0$, то в этом случае наглядно видно, что большие значения плотностей находятся на кривой плотностей ионного тока при $R = 100$ мм, меньше при $R = 80$ мм, еще меньше при $R = 60$ мм и т.д. Не нарушается эта иерархия и при значении фокусирующего магнитного поля при токе в фокусирующей обмотке 0.3 А. Если

же анализировать значения плотности тока при $\alpha = 20^\circ$ и $I_{cp} = 0$, то в этом случае наглядно видно, что большие значения принадлежат кривой плотности ионного тока для $R = 80$ мм, меньше – для $R = 100, 60, 40$ мм и т.д. Что касается степени облучения коллекторов датчиков, ориентированный под углом $\alpha = +30^\circ, \alpha = +40^\circ, \alpha = -10^\circ$, то она явно ниже, нежели $\alpha = 0^\circ, \alpha = +20^\circ, \alpha = -20^\circ$.

Датчик, ориентированный под углом $\alpha = +40^\circ$, вообще, практически, не облучается основным потоком, а улавливает частицы, хаотично движущиеся в ускоренной плазме за счет столкновительных процессов, упругих соударений и отражений от стенок вакуумной камеры. Этот фон отраженных частиц лежит в пределах от $(10 - 20) \text{ A/m}^2$ практически при любых режимах работы ионно-плазменной установки.

При рассмотрении зависимостей $J = F(R)$, $J = F(\alpha)$ $\alpha = -10^\circ$ (отрицательно ориентированный датчик по отношению к оси потока) можно отметить общий характер облучения при любых режимах напыления. Наиболее интенсивно датчик облучается в центре (при $R = 0$) и по мере удаления платформы с датчиками от центра значения плотности, убывают от 50 A/m^2 ($R = 0$) до 20 A/m^2 при $R = 100$ см. При угле ориентации $\alpha = +30^\circ$ наблюдается обратная зависимость, т.е. максимум облучения наблюдается тогда, когда платформа с датчиком расположена в точке $R = 100$ см и достигает здесь значений плотности тока практически для всех режимов $J = (30-35) \text{ A/m}^2$. На рис. 4, а, б, в наглядно продемонстрировано слабое облучение цилиндров Фарадея, расположенных под углом $\alpha = +30^\circ$ и тем более под углом $\alpha = +40^\circ$. где проведено исследование интенсивности облучения разноориентированных датчиков расположенных на расстоянии 330 мм от торца катода.

Результаты исследований показывают, что значения плотностей ионного потока, измеренные датчиками, удаленными на расстояние $L = 330$ мм от катода, возросли примерно в два раза, за исключением значений, измеряемых датчиками, ориентированными под углом $\alpha = +30^\circ$ и в большей степени под углом $\alpha = +40^\circ$ и $\alpha = -10^\circ$. Это значение не относится к режиму, когда отсутствует фокусирующее внешнее магнитное поле

($I_{cp} = 0$). При этом наблюдается явное увеличение облучаемости датчика под углом $\alpha = +30^\circ$ и при удалении его от центра на расстояние $R = 80$ мм (рис. 4).

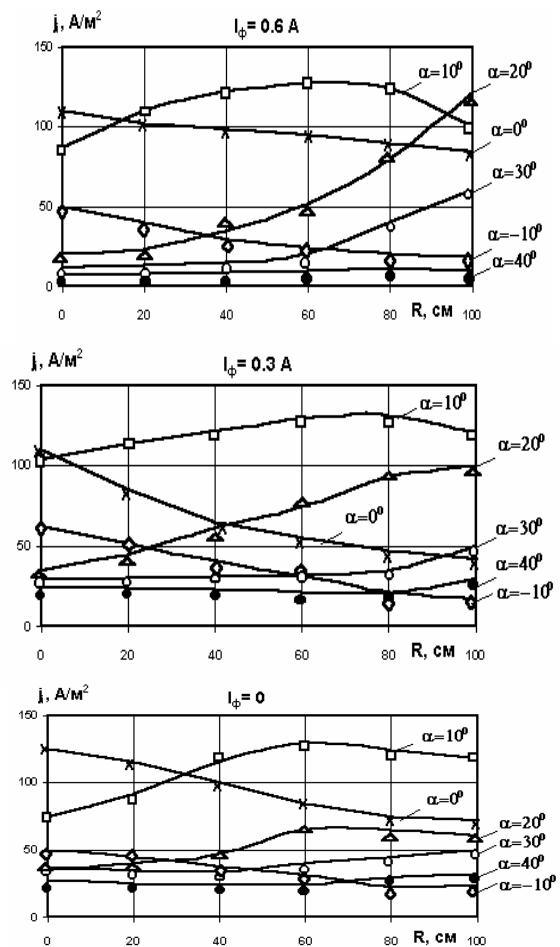


Рис. 4. Распределение плотности тока по радиусу при различных токах на фокусирующем магните:

а) $I_\phi = 0.6 \text{ A}$;

б) $I_\phi = 0.3 \text{ A}$;

в) $I_\phi = 0$;

($L = 470$ мм, $I_g = 100 \text{ A}$, $U_{под} = 200 \text{ В}$, $P = 3 \cdot 10^{-3} \text{ мм рт. ст.}$)

Наиболее интенсивно облучается при $I_{cp} = 0$ датчик под углом $\alpha = +10^\circ$, удаленный на $R = 60$ мм от центра. Необходимо отметить, что интенсивность облучения датчика, ориентированного под углом $\alpha = +10^\circ$, самая высокая, как и в случае расположения платформы с датчиками на уровне $L = 470$ мм от катода. Интенсивность облучения датчика под $\alpha = +10^\circ$ достигает тех значений, когда плотность потока равна 250 A/m^2 при $R = 40$ мм и по мере удаления от центра на $R = 100$ см уменьшается до 150 A/m^2 .

Что касается облучения датчика, расположенного под углом $\alpha = +20^\circ$ к оси потока, то здесь наблюдается обратная картина. При переходе из $R = 0$ в точку

$R = 50$ мм значения плотностей тока не изменяются, а потом, по мере продвижения платформы с датчиками к периферии, наблюдается резкий подъем степени облучения, когда плотность потока возрастает до 250 А/м^2 (при $R = 100$ см). Необходимо отметить тот факт, что при $L = 330$ мм от катода, на зависимостях $J = F(\alpha)$ (рис. 4, а, б, в) максимум значений плотности ионного тока смещаются, хоть и незначительно, влево в сторону уменьшения углов. Это свидетельствует о том, что на удалении 330 мм от катода ионно-плазменный поток более сфокусирован, и что углы разлета плазменного пучка меньше.

Анализируя зависимости $J = F(\alpha)$ (рис. 1, [7]), можно, при различных значениях внешнего фокусирующего магнитного потока в различных точках и уровнях, определить, примерно, вероятностные значения углов падения частицы ионной составляющей плазменного потока в различных точках прямой по радиусу (а значит, и на поверхности подложки).

Вероятностные значения углов падения при различных значениях магнитного фокусирующего поля в различных точках прямой по радиусу при плоскости подложки, расположенной на расстоянии $L=330$ мм и $L = 470$ мм от катода верхнего источника плазмы сведены в табл. 1.

Таблица 1

$\begin{matrix} I_{cp}(A) \\ Rmm \end{matrix}$	Угол падения ионов (α^0)					
	L=330 мм			L=470мм		
	0	0.3	0.6	0	0.3	0.6
0	$\alpha=0^0$	$\alpha=0^0$	$\alpha=0^0$	$\alpha=(0-1.5)^0$	$\alpha=(0-1)^0$	$\alpha=0^0$
20	$\alpha=(4-5)^0$	$\alpha=(1-2)^0$	$\alpha=(1-2)^0$	$\alpha=(3-5)^0$	$\alpha=4^0$	$\alpha=(3-4)^0$
40	$\alpha=6^0$	$\alpha=4^0$	$\alpha=3^0$	$\alpha=(6-8)^0$	$\alpha=(8-9)^0$	$\alpha=(5-5.5)^0$
60	$\alpha=10^0$	$\alpha=8^0$	$\alpha=8^0$	$\alpha=(11-11.5)^0$	$\alpha=(10-11)^0$	$\alpha=10^0$
80	$\alpha=14^0$	$\alpha=(11-12)^0$	$\alpha=(11-12)^0$	$\alpha=(15-16)^0$	$\alpha=(13-14)^0$	$\alpha=(12-12.5)^0$
100	$\alpha=15^0$	$\alpha=14^0$	$\alpha=13.5^0$	$\alpha=(18-19)^0$	$\alpha=(16-17)^0$	$\alpha=15^0$

Выводы.

1. Углы падения частиц ионного потока, при которых реализуется максимальная плотность тока, (излучаемого верхним источником плазмы) отстоящим от облучаемой поверхности на расстояниях $L = 330$ мм и $L = 480$ мм, находятся в диапазоне от $\alpha=0^\circ$ $\alpha = 20^\circ$.

2. При варьировании значения напряженности внешнего магнитного фокусирующего поля в диапазоне $H = 50$ э до $H = 150$ э (что соответствует $I_{cp} = 0,2$ до $I_{cp} = 0,6$), изменение угла разлета ионного потока незначительно, находится в пределах $1,5$ – при $L = 330$ мм и $3 - 4^0$ при $L = 470$ мм.

3. Зная углы разлета (или схождения) траекторий ионов и периметры облучаемых сечений на различных радиусах, можно представить диаграмму направленности и геометрию пучка ионного потока.

Литература

1. Плазменное напыление при производстве авиационной техники и инструмента / Г.И. Костюк, И.И. Аксенов, В.Г. Приезжев, В.М. Хороших, А.С. Цыбин: Уч. пособие.- Харьков: ХАИ, 1988.- 103 с.
2. Костюк Г.И. Физико-технические основы нанесения покрытий, ионной имплантации и ионного легирования, лазерной обработки и управления, комбинированных технологий.- Харьков: Изд-во АИНУ, 2002.- 130 с.
3. Патлай Н.И. Низкотемпературное нанесение покрытий на детали двигателей и агрегатов летательных аппаратов в вакуумной технологической установке с радиальными потоками плазмы: Дис... канд. техн. наук.- Харьков, 1991.- 221 с.

Поступила в редакцию 06.07.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Ю.В. Тимофеев, НТУ «ХПИ», г. Харьков; д-р техн. наук, профессор А.И. Долматов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.

АНОТАЦІЇ

УДК 621.452.322

Исследование выбросов токсичных веществ в камерах сгорания ГТД / Б.Г. Мингазов // Авиационно-космическая техника и технология.— Харьков, 2003.— Вып. 7 (42).— С. 5 - 7.

Приведены результаты расчетно-экспериментального исследования эмиссии токсичных веществ в камерах сгорания газотурбинных двигателей. Установлены закономерности выделения NO_x и CO , позволяющие принимать компромиссные решения при проектировании и доводке малотоксичных камер сгорания. Показано, что минимальные выделения NO_x и CO возможны при обеднении зон горения до значений коэффициента избытка воздуха в зоне горения $\alpha_{\text{зг}} = 1,2 \dots 1,4$.

UDC 621.452.322

Research Of Emissions Of Toxic Substances In Gas Turbine Engines Combustion Chambers / B.G. Mingazov // Aerospace Technique And Technology.— Kharkov, 2003.— Iss. 7 (42).— P. 5 - 7.

The results of calculational-and-experimental research on emission of toxic substances in gas turbine engines combustion chambers are presented. The regularities of NO_x and CO emission are determined. It allows to make compromise decisions when designing and finishing of low-level toxic combustion chambers. It is shown that the lowest emissions of NO_x and CO under decreasing of fuel concentration in combustion zone to the air excess factor $\alpha_c = 1,2 \dots 1,4$.

УДК 536.48: 533.2

Исследование процесса горения и численное моделирование предпламенных процессов суспензионных горючих. / Мусалам Алаа, Р.А. Кучмамбетов // Авиационно-космическая техника и технология.— Харьков, 2003.— Вып. 7 (42).— С. 11-15.

Термометрическим методом, на экспериментальном стенде, изучены некоторые особенности процесса горения композитных суспензионных горючих. Эксперименты проводились в два этапа: горение композитных суспензионных горючих в боксе в пламени открытого источника огня; горение композитных суспензионных горючих в модельной камере сгорания. На основании предложенной физической модели построена математическая модель предпламенного процесса эволюции капли суспензионного топлива. Проведено численное моделирование и сравнение полученных результатов с экспериментом.

UDC 536.48: 533.2

Investigation Of The Burning Process And Numerical Simulation Of Pre-Ignition Processes For Suspension Fuels / Musalam Alaa, R.A. Kuchmambetov // Aerospace Technique and Technology.— Kharkov, 2003.— Iss. 7 (42).— P. 11 - 15.

The behaviors of any burning processes of slurry fuels were experimentally investigated by means of thermo-gravity method on the experimental facility. The experiments were conducted in two stages: the burning of composite slurry fuels in the small classes in the open flame and the burning of above fuels in the model combustion chamber. The mathematical model of pre-ignition processes of fuel drops evolution was created on the proposed physical model. The numerical simulation and comparative analysis were performed.

УДК 621.436.068

Математическая модель выгорания твердых частиц в структуре дизельного сажевого фильтра / Ю.И. Шеховцов, Л.С. Заиграев // Авиационно-космическая техника и технология.— Харьков, 2003.— Вып. 7 (42).— С. 16 - 19.

В статье предложена математическая модель процесса регенерации дизельных сажевых фильтров с зернистым фильтрующим элементом. Представлены результаты моделирования выгорания дизельной сажи в зернистом фильтрующем слое и показана возможность, на основе предложенной модели, прогнозирования состояния фильтрующего элемента и выбора оптимальной стратегии регенерации сажевых фильтров для дизелей различного назначения.

UDC 621.436.068

Mathematical Model Of Burning Particulate Matter In Structure Of The Diesel Soot Trap / Y.I. Shekhovtsov, L.S. Zaigraiev // Aerospace Technique And Technology.— Kharkov, 2003.— Iss. 7 (42).— P. 16 - 19.

In paper the mathematical model of the process regeneration of diesel soot traps with a granulose filter element is proposed. The outcomes of simulation of burning diesel soot in a granulose filter element are introduced and the possibility is showed, on the basis of the proposed model, prediction of a state of a granulose filter element and choice of the optimal strategy of regeneration of soot traps for diesel engines of different assignment.

УДК 621.43.01.9.7

К вопросу нагарообразования в форсированных двухтактных дизелях типа 6ТД / Н.К. Рязанцев, В.З. Бычков, П.Я. Перерва, Н.В. Клименко А.Ф. Доровской // Авиационно-космическая техника и технология.— Харьков, 2003.— Вып. 7 (42).— С. 20 - 23.

Приводятся результаты исследований нагарообразований на деталях цилиндра-поршневой группы, выполненные на моделях и дизельных двигателях типа 5ТДФ.

Показаны механизм и источники нагарообразований, а также пути их предупреждения и устранения, которые могут быть реализованы как при проектировании, так и в эксплуатации двухтактных дизелей.

UDC 621.43.01.9.7

Toward Carbonization In Diesel Engines 6ТД / N.K. Ryazantsev, V.Z. Bychkov, P.Ya. Pererva, N.V. Klimenko, A.F. Dorovskoy // Aerospace Technique and Technology. - Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 20 - 23.

The results of cylinder-piston group parts carbonization investigation, which have been carried out on the models and diesel engines of 5TDF type, are set out.

There are shown mechanism and sources of carbonizations as well as ways for their prevention and removal, which can be introduced both when designing and putting into operation two-stroke diesel engines.

УДК 621.791.039

Некоторые аспекты газодинамических способов стабилизации пламени в камерах сгорания воздушно-реактивного типа / А.М. Грушенко, Д.И. Завистовский // Авиационно-космическая техника и технология.— Харьков, 2003.— Вып. 7 (42).— С. 24 - 26.

Предложен метод определения гидравлического сопротивления газодинамических стабилизаторов на базе цилиндрических вихревых трактов, основанный на их повторяющейся структуре. Метод может быть использован в конструкторских расчетах газодинамических стабилизаторов.

UDC 621.791.039

Some Aspects Of Gas-Dynamic Methods Of Flame Stabilization In Aerojet Combustion Chambers / A.M. Grushenko, D.I. Zavistovsky // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 24 - 26.

The determinant method of hydraulic resistance of cylindrical vortical channels' gas-dynamic stabilizers basing on their repeating structure is purposed. Method may be used in design calculations of gas-dynamic stabilizers.

УДК 621

О перспективах активации топлив и масел для дизелей при очистке в центробежном сепараторе / О.П. Радченко // Авиационно-космическая техника и технология.— Харьков, 2003.— Вып. 7 (42).— С. 27 - 29.

Для повышения смазочных характеристик нефтепродуктов, очищаемых в центробежных сепараторах, предлагается производить активацию сепарируемого нефтепродукта непосредственно в полости сепаратора. Шары, применяемые в исследованиях для автоматической автобалансировки ротора сепаратора, предлагается использовать, как средство механического воздействия на компоненты нефтепродукта, нуждающиеся в активации. Предложено теоретическое обоснование и экспериментальное подтверждение идеи.

UDC 621.

About Perspectives Of Activation Fuel And Oil For Diesel Engine At Clearing In A Centrifugal Separator / O.P. Radchenko // Aerospace Technique And Technology.— Kharkov, 2003.— Iss. 7 (42).- P. 27 - 29.

For a raise of petroleum lubricating performances cleared in centrifugal separators, it is offered to produce activation of petroleum immediately in dividing box concavity. It is offered to use balls applied in explorations, for automatic autobalancing of rotor, as a means of mechanical action for components of petroleum requiring for activation. The theoretical justification and experimental affirming of idea is offered.

УДК 621.515.003

К вопросу о полном замещении вторичного воздуха водяным паром в парогазотурбинной установке с системой ввода и регенерации воды (ПГТУ-СВРВ) / С.Д. Фролов, И.И. Петухов, А.В. Минячихин, П.Д. Жеманюк, А.И. Таран // Авиационно-космическая техника и технология.— Харьков, 2003.— Вып. 7 (42).— С. 30 - 32.

Рассмотрены основные проблемы, возникающие в случае полного замещения вторичного воздуха паром при конвертировании газотурбинного двигателя. Обоснованы преимущества такого способа и возможность его реализации. Предложены конструктивные схемы парогазотурбинной установки на основе конвертированного ГТД.

UDC 621.515.003

To The Problem On Full Substitution Of Secondary Air By Water Vapor In Steam-Gas Turbine Plant With System Of Lead And Regeneration Of Water (SGTP-SLRW) / S.D. Frolov, I.I. Petukhov, A.V. Minyachikhin, P.D. Shemanyuk, A.I. Taran // Aerospace Technique And Technology.— Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 30 - 32.

The turbine jet converting main problems originating in case of full vapor substitution of secondary air were examined. Such methods advantages and capability of it realization were justified. The design schemes of steam-gas turbine plant on the basis of the converted turbine engine were offered

УДК 621.438:621.564

Низкокипящие вещества для работы в качестве рабочих тел в теплоутилизирующих энергоустановках на компрессорных станциях магистральных газопроводов / Б.Д. Билека, Е.П. Васильев // Авиационно-космическая техника и технология.— Харьков, 2003.— Вып. 7 (42).— С. 33 - 35.

Изложены результаты расчетных исследований эффективности использования в качестве рабочих тел в циклах теплоутилизирующих энергоустановок на базе приводной ГТУ ГПА ГТК – 10 на компрессорной станции магистральных газопроводов низкокипящих жидкостей – углеводородов: изобутана, н-бутана, н-пентана, гексана и фреонов R123, R141b. Показано, что в рассмотренных условиях наиболее термодинамически эффективно использование в качестве НРТ гексана и н-пентана, а с точки зрения пожаро-безопасности – фреона R123.

UDC 621.438:621.564

Low-Boiling Substances For Operation As Propulsive Masses In Heat Utilizing Energy Units On Compressor Sta-

tions Of Main Gas Pipelines / B.D. Bileka, E.P. Vasilev // Aerospace Engineering And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 33 – 35.

The results of design probings of efficiency of use are worded as propulsive masses in cycles heat utilizing on base actuating unit GTV GPA GTK - 10 on compressor station of main gas pipelines of low-boiling liquids - hydrocarbons:izobutane, n-butane, n-pentane, hexane and freons R123, R141b. Is exhibited, that in the construed conditions most thermodynamic effectly use in quality NRT of hexane and n-pentane, and from the point of view of fire-resistance - freon R123.

УДК 629.124.74

Работа судового газотурбогенератора с турбокомпрессорным утилизатором при переменном режиме / В.Т. Матвеевко, С.Н. Боровков, Ю.М. Воробьев // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 36 - 38.

Представлены теплотехнические характеристики судового газотурбогенератора с турбокомпрессорным утилизатором при переменное режиме работы. На частичных нагрузках когенерационный газотурбогенератор работает более эффективно, чем простой газотурбогенератор с заблокированной силовой турбиной.

UDC 629.124.74

Work Ship Gas Turbine Generator With Turbocompressor Utilizer At A Variable Mode / V.T. Matveenko, S.N. Borovkov, U.M. Vorobyov // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 36 - 38.

Are submitted thermal characteristics ship Gas Turbine Generator with turbocompressor utilizer at variable mode of operations. On partial loadings Cogeneration Gas Turbine Generator works more effectively, than idle time Gas Turbine Generator with the blocked power turbine.

УДК 662.73

Моторные топлива из органических отходов / Г.И. Журавский, Н.В. Павлюкевич, Э.П. Полесский // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 39 - 41.

Новые экологически чистые технологии переработки отходов растительной биомассы и технической резины в моторное топливо разработаны и запатентованы в “Институте тепло – и массообмена им. А.В. Лыкова” Национальной академии наук Беларуси (Патент США N 5771821, опубликован 30 июня 1998 г.; патент США № 5780518, опубликован 14 июля 1998 г.; патент РФ № 2174911, опубликован 20 октября 2001 г.)

UDC 662/73

Motor Fuel From Organic Wastes / G.I. Zhurauski, N.V. Pavlukevich, E.P. Poleski // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov. 2003.- Iss. 7 (42).- P. 39 – 41.

New ecologically clean technologies for recycling wastes of vegetal biomass, technical rabber for production of fuel have been developed and patented by the A.V.Luikov Heat and Mass Transfer Institute National Academi of Sciences of Belarus (United States Patent Number 5771821. June 30, 1998. United States Patent Number 5780518. July 14, 1998. Patent RU Number 2174911. October 20, 2001).

УДК 629.1.05

Об особенностях анизотропности жидкофазных структур в акустических полях / В.Н. Мельник // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 42 - 44.

Проведен анализ особенностей возникающих в жидкофазных структурах анизотропности в условиях проникающего акустического воздействия.

UDC 629.1.05

About Features Of An Anisotropy Of Liquid-Phase Frames In Acoustic Fields / V.N. Melnik // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 42 - 44.

The analysis of features of an anisotropy, arising in liquid-phase frames, in conditions of insinuating acoustic effect is conducted.

УДК 621.4.001.57

Перспективные двухтактные мотокомпрессорные воздушно-реактивные двигатели малых тяг / А.А. Потапенко, М.В. Амброжевич // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 45 - 50.

Предложена и обоснована схема двухтактного двухконтурного мотокомпрессорного воздушно-реактивного двигателя для беспилотных летательных аппаратов малых тяг.

UDC 621.4.001.57

The Future Diagram Low Thrust Two-Stroke Motor-Compressor Air-Breathing Jet Engine / A.A. Potapenko, M.V. Ambrozhevich // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 45 - 50.

It is proposed and substantiated the future diagram of two-stroke by-pass motor-compressor air-breathing jet engine for low thrust pilotless aircraft

УДК 621.436.052

Улучшение экономических показателей тепловозной модификации дизеля 6ТД путём совершенствования гидравлических характеристик впускных окон цилиндра / С.А. Алёхин // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 51 – 53.

Показано, что использование цилиндра с улучшенной гидравлической характеристикой обеспечивает увеличение расхода воздуха через двигатель. Это позволит снизить потери на механический привод компрессора наддувочного воздуха и, в конечном счёте, улучшить экономичность двигателя.

UDC 621.436.052

Improvement Of 6TD Diesel Locomotive Modification Fuel Efficiency Indices By Way Of Cylinder Inlet Port Hydraulic Characteristics Perfection / S.A. Alyokhin // *Aerospace Technique and Technology*.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 51 - 53.

It is shown that use of cylinder having improved hydraulic characteristics provide engine air flow rate. This makes it possible to reduce loss for supercharger mechanic drive and finally to improve the engine fuel efficiency.

УДК 621.438:621.515

Оптимизация совместной работы турбокомпрессора и двигателя с помощью вихревого компрессора./ В.А. Шкабура, А.И. Сысун // *Авиационно-космическая техника и технология*.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 54 - 56.

Рассматривается вопрос о расширении области эффективной работы системы турбонаддува комбинированного двигателя с помощью параллельного подключения вихревого компрессора к турбокомпрессору.

UDC 621.438:621.515

Optimization Of Turbo-Compressor And Engine Joint Work With Vortex Compressor Usage / V.A. Shkabura, A.I. Sysun // *Aerospace Technique And Technology*.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 54 - 56.

The problem is discussed of effective operation extension of turbocharger system inside of combined engine by means of vortex compressor parallel connection with the turbo-compressor.

УДК 66.015.23

Исследование тепловых процессов в генераторах водорода на основе гидрореагирующих веществ / О.В. Кравченко, В.Б. Пода // *Авиационно-космическая техника и технология*.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 57 - 60.

Экспериментально исследован процесс теплообмена в генераторах водорода, использующих высокоэнергетичные гидрореагирующие вещества в виде вертикальных цилиндрических столбцов и нижнюю подачу жидкого реагента. Выявлены зависимости изменения основных показателей процесса от конструктивных параметров генераторов, давления и в течение времени.

UDC 66.015.23

The Investigated. Of Heat Processes At The Hydrogen Generators With Hydoreacting Compositions / O.V. Kravtshenko, V.B. Poda // *Aerospace Technique And Technology*.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 57 - 60.

The process of heat exchange at the hydrogen generators using high-power hydoreacting compositions in form vertical cylindrical columns and lower supply of liquid reagent have been experimentally investigated. The change dependences of the basic indexes from the constructive parameters of the generators, from pressure and in time have been revealed.

УДК 621.539

Особенности движения крупнодисперсной влаги в проточной части лопаточных машин / А.Л. Шубенко, И.С. Стрельников // *Авиационно-космическая техника и технология*.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 61 - 63.

На основе модели механического взаимодействия с лопаточным аппаратом крупнодисперсной влаги проведен анализ движения эрозионно-опасных частиц в проточной части турбомашин. Получены расчетные оценки действительного количества крупнодисперсной влаги в межвенцовых зазорах ступеней лопаточных машин работающих в двухфазной среде.

UDC 621.539

Features Of Big-Dispersible Particles Movement Of Moisture In A Flowing Part Of Turbines / A.L. Shubenko, I.S. Strelnikov // *Aerospace Technique And Technology*.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 61 - 63.

On the basis of model for mechanical interaction blades and big-dispersible particles of moisture the analysis of erosion dangerous particles movement in a flowing part of turbines is realized. The calculated estimations for a real amount of big-dispersible particles of moisture in clearances of turbine's stages working in two-phase medium are obtained.

УДК 621.438

Авторотация турбинных ступеней ГТД / В.И. Дайнеко // *Авиационно-космическая техника и технология*.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 64 - 66.

Представлены результаты исследования авторотации турбинных ступеней газотурбинных двигателей. Уточнен механизм авторотации. Предложены аналитические зависимости для расчета.

UDC 621/438

The Autorotation Of Turbine Stages Gas Turbine / V.I.Daineko // *Aerospace Technique And Technology*.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 64 - 66.

The present result investigation autorotation engine gas turbine. Specify mechanism autorotation. Propose analytic dependence for calculation.

УДК 621.577

Теплоиспользующий контур для выпарных установок / А.А. Сирота, Н.И. Радченко, Д.В. Коновалов // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 7 (42).– С. 67 - 72.

Рассмотрено использование теплоты пара вторичного вскипания от выпарных установок для охлаждения воздуха в системах комфортного и технологического кондиционирования с помощью эжекторных холодильных машин. В качестве рабочего тела предполагается хладагент R-142B. Проанализировано влияние рабочих параметров цикла на показатели эжекторной холодильной машины.

UDC 621.577

The Waste Heat Recovery Contour For Evaporation Plants / A.A. Sirota, N.I. Radchenko, D.V. Konovalov // *Aerospace Technique And Technology.*– Kharkov, 2003.– Iss. 7 (42).– P. 67 - 72.

The use of second evaporated steam heat from evaporation plants to cool air in comfort and technological condition systems with ejector refrigeration machines is discussed. The refrigerant R-142B is supposed to be the working fluid. The influence of cycle operation conditions on ejector refrigeration machine performance is analyzed.

УДК 621.56

Особенности теплового расчета испарителей теплоиспользующих контуров на низкикипящих рабочих телах / А.Н. Радченко, А.А. Сирота // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 7 (42).– С. 73 - 77.

Предложен метод теплового расчета испарителей с внутритрубным кипением хладагента. Метод включает расчет паросодержания хладагента, соответствующего осушению стенки трубки с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению, и оптимальной массовой скорости хладагента, соответствующей максимальной плотности теплового потока.

UDC 621.56

The Peculiarities Of Evaporators For Waste Heat Recovery Contours With High Volatility Liquids Heat Calculation / A.N. Radchenko, A.A. Sirota // *Aerospace Technique And Technology.*– Kharkov, 2003.– Iss. 7 (42).– P. 73 - 77.

The method of evaporators with inside tube refrigerant boiling heat calculation is proposed. This method includes the calculation of refrigerant vapor content corresponding to the tube wall drying out at transition from dispersed-annular to dispersed flow and refrigerant optimal mass velocity corresponding to maximum heat flux.

УДК 621.4.001.57

Интегрированная технология опережающих исследований рабочего процесса в авиационном двухтактном поршневом двигателе / М.В. Амброжевич // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 7 (42).– С. 78 - 82.

Предложена и верифицирована технология опережающих исследований рабочего процесса в двухтактном поршневом двигателе, построенная на основе комплексно-сопряжённой модели двигателя, включающей в себя газодинамические подмодели узлов, созданные на основе метода особенностей, и сопряженную динамическую подмодель кривошипно-шатунного механизма.

UDC 621.4.001.57

The Integrated Technology Of The Anticipative Researches Of Aviation Two-Stroke Piston Engine Work Process / M.V. Ambrozhevich // *Aerospace Technique And Technology.*– Kharkov, 2003.– Iss. 7 (42).– P. 78 - 82.

It is proposed and verified the technology of anticipative researches of two-stroke piston engine work process based by complex conjugate model of engine which has included gasdynamic submodels of the units created by the method of the specialities and conjugated dynamic submodel of the crank and connecting-rod assembly.

УДК 621.436.052

Влияние нестационарности течения газа на характеристики осевой турбины системы механического турбонаддува двухтактного транспортного дизеля / Ю.А. Анимов // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 7 (42).– С. 83 - 87.

Показано, что при анализе работы турбины в системе наддува высокофорсированных двухтактных дизелей типа 6ТД с разделённым выпуском газов из цилиндров и последующим частичным преобразованием импульсов, несмотря на имеющуюся нестационарность рабочего тела на входе в турбину, можно без существенных погрешностей использовать её характеристики, определённые экспериментально на лабораторном стенде или расчётными методами по средним параметрам газа.

UDC 621.436.052

Gas Flow Nonstationarity Influence on the Transport Diesel Engine Mechanical Turbo-supercharging System Axial Flow Turbine Characteristics / Yu.A. Animov // *Aerospace Technique and Technology.*– Kharkov, 2003.– Iss. 7 (42).– P. 83 - 87.

It is shown that when analyzing turbine operation in the 6TD type two-stroke high-augmented diesels turbo-supercharger system having separated outlet of cylinders gas and following partial conversion of pulses, one can use the turbine characteristics determined in experimental way on laboratory stand or by design methods on the gas average parameters without essential imprecision in spite of the working medium has nonstationarity at the turbine inlet.

УДК 621.822.5

Особенности течения газа в зазоре газостатического подшипника / В.Л. Конюков, Е.В. Богатырева // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 7 (42).– С. 88 - 90.

Для интегрирования уравнения Навье-Стокса с целью определения характеристик потока в подшипниках на газовой смазке используются упрощенные модели течения. Принимают течение газа ламинарным и рабочую среду считают несжимаемой. На основании анализа экспериментальных и теоретических исследований выполнена оценка соответствия модельного движения фактическому режиму течения.

UDC 621.822.5

Singularities Of Current Of Gas In A Clearance Of The Gas Static Bearing / V.L. Konyukov, E.V. Bogatiryova // *Aerospace Technique and Technology.*– Kharkov, 2003.– Iss. 7 (42).– P. 88 – 90.

For an integration of the equation of Navier-Stokes with the purpose of definition of performances of a stream in bearings on gas lubrication the simplified sample pieces of current are used. Accept current of gas laminar and a working medium consider incompressible. It is ground of the assaying experimental and analytical investigations the estimation of correspondence of modelling driving to an actual flow regime is carried out.

УДК 621.436.004.6

Основные принципы автоматизации исследования и диагностирования поршневых двигателей / А.Н. Пойда, А.В. Палий, Д.Г. Сивых // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 7 (42).– С. 92 - 96.

Предложена концепция автоматизации исследования и диагностирования ДВС, в основе которой лежит модульный принцип построения аппаратных и программных средств, параллельное физическое и математическое моделирование процессов, применение компьютерных технологий в обработке и представлении результатов. Дана оценка характеристик функциональных модулей, приведены примеры программного обеспечения.

UDC 621.436.004.6

The Basic Principles Of Automation Research And Diagnosing For Piston Engines / A.N. Pojda, A.V. Paliy, D.G.Sivikh // *Aerospace Technique and Technology.*– Kharkov, 2003.– Iss. 7 (42).– P. 92 – 96.

The conception of automation research and diagnosing of engines in base which module construction principle lies of hardware and software, parallel physical and mathematical modeling of processes, application of computer technologies in processing and conception of results is offer. Descriptions estimation of functional modules is given and the examples of software are brought.

УДК 681.518.54

Некоторые вопросы интеллектуализации системы технического диагностирования ДВС / П.Я. Перерва, А.Ф. Доровской, Д.Ю. Бородин, А.В. Хоминич // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 7 (42).– С.97 – 98.

Статья посвящена распознаванию ранних стадий нарушения технического состояния ДВС в условиях ограниченной и нечеткой информации. Проведен анализ структуры интеллектуализованной автоматизированной системы диагностирования ДВС.

UDC 681.518.54

Some Questions Of Intellectualizing Motor System Technical Diagnosing. / P.Ya. Pererva, A.F. Dorovskoy, D.Yu. Borodin, A.V. Khominich // *Aerospace Technique And Technology.*– Kharkov, 2003.– Iss. 7 (42).– P. 97 – 98.

The article has been devoted to recognizing the early stages in the motor technical state faulties for the limited and fuzzy conditions. There is analysis of the motor diagnosing intellectualized structure automated system.

УДК 629.7.036:539.4

Комплекс программно-методических средств для эксплуатационного мониторинга выработки ресурса основных деталей авиационного двигателя Д-18Т / Д.Ф. Симбирский, А.В. Олейник, В.А. Филяев, В.И. Колесников, А.В. Шереметьев, В.В. Грищенко // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков: ХАИ, 2003.– Вып. 7 (42).– С. 99 – 104.

Приводятся основные результаты дальнейшего совершенствования алгоритмов мониторинга температурно-го и напряженного состояний деталей газотурбинного двигателя. Они реализованы в программном комплексе «Ресурс-18Т», предназначенном для мониторинга по штатно регистрируемым параметрам выработки и прогнозирования остатка ресурса двухконтурных ТРД Д-18Т на самолетах АН-124.

UDC 629.7.036:539.4

Complex Of Program And Methodical Means For 'D18 Engine' Main Parts Working Life Depletion Operational Monitoring / D. Simbirsky, A. Olejnik, V. Filyayev, V. Kolesnikov, A. Sheremetjyev, V. Grischenko // *Aerospace Technique And Technology.*– Kharkov, 2003.– Iss. 7 (42).– P. 99 – 104.

The main results of the temperature and stress states monitoring algorithms further improving perfection brought. These algorithms are realized in a "Resource – 18T" program complex intended for double-circuit turbojet engine D-18T on airplanes AN-124 working life depletion and prediction monitoring based upon engine parameters logging.

УДК 629.735.083.02/03

Основные направления модернизации бортовой системы контроля БСКД-90 авиационного двигателя ПС-90А / Ю.А. Трубников, А.Л. Полянин, В.Л. Ступников, А.С. Данилович, Т.И. Давыдова, Е.Ф. Фурмаков, Н.В. Поливанов

// Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков: ХАИ, 2003.– Вып. 7 (42).– С. 105 – 107.

Рассмотрены принципиальные конструктивные мероприятия и решения, внедренные в 2002-2003 годах в бортовую систему контроля БСКД-90 двигателя ПС-90А, позволившие значительно улучшить технические характеристики, надежность и ресурс системы, существенно снизить стоимость жизненного цикла БСКД-90.

UDC 629.735.083.02/03

Main Trends of Updating the PS-90A Aircraft Engine Airborne Monitoring System BSKD-90. / Yu.A. Trubnikov, A.L. Polianin, V.L. Stupnikov, A.S. Danilovitch, T.I. Davydova, E.F. Furmakov, N.V. Polivanov // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 7 (42).– P. 105 – 107.

The article covers fundamental design improvements incorporated into the PS-90A airborne monitoring system BSKD-90 in 2002-2003 that allow to enhance the system performance, reliability and life, and significantly reduce the cost of the BSKD-90 life cycle.

УДК 629.735.017.1

Использование параметрической информации эксплуатационного регистратора бортовой автоматизированной системы контроля при оперативном и специальном контроле двигателей Д-18Т / В.В. Карташов, Ю.А. Кузьмин // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков: ХАИ, 2003.– Вып. 7 (42).– С. 108 – 109.

На основе использования параметрической информации бортовой автоматизированной системы контроля (БАСК-124) самолета Ан-124 «Руслан» представлены теоретические возможности оперативного и специального контроля двигателей Д-18Т. Практическое воплощение идеологии использования БАСК-124 в целях технической диагностики дано в характеристике системы наземной обработки информации (СНОИ) разработки НИИ ЭРАТ (г. Люберцы), НИИ ВС «Спектр» (г. Санкт-Петербург).

UDC 629.735.017.1

The Use Of Parametric Information Of Field-Performance Recorder On-Board Automated Checking Systems Under Operative And Special Checking Of The Engines D-18T / V.V. Kartashov, U.A. Kuzmin // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 7 (42).– P. 108 – 109.

On the base of using parametric information on-board automated checking systems (BASK-124) of the plane An-124 "Ruslan" are presented theoretical possibilities of operative and special checking of the engines D-18T. Practical entailment of ideology of use BASK-124 in purposes of technical diagnostics is given in the feature of overland information handling system (SNOI) development Research institute to usages and aircraft technology (technicians) repair (town of Lubersy), Research institute of computing facilities "Spectrum" (city of Saint Petersburg).

УДК 621.45. 00

Эксплуатация автоматизированных систем диагностирования АСД-36СТ и АСД-38СТ газотурбинных приводов НК-36СТ и НК-38СТ на компрессорных станциях / В.Б. Коротков, Ю.К. Кривоуцкий, В.Н. Михнович, А.В. Оболенский, Ю.Н. Тарасенко // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 7 (42).– С. 110 - 112.

Автоматизированные системы диагностирования АСД-36СТ и АСД-38СТ газотурбинных двигателей НК-36СТ и НК-38СТ продолжительное время находились в опытной эксплуатации на компрессорных станциях Газпрома. Итоги их работы показывают необходимость оснащения компрессорных станций системами диагностирования, которые в режиме работы двигателей оценивают их техническое состояние и формируют необходимые рекомендации для обслуживающего персонала, что позволяет осуществить эксплуатацию двигателей по техническому состоянию.

UDC 621.45.00

Service Operation of ASD-36ST and ASD-38ST Automated Health Monitoring Systems of NK-36ST and NK-38ST Gas Turbine Drives Installed in Compressor Stations/ V.B. Korotkov, Yu.K. Krivolutsky, V.N. Mikhnovich, A.V. Obolensky, Yu.N. Tarasenko // Aerospace Technique And Technology.– Kharkov, 2003.– Iss. 7 (42).– P. 110 – 112.

ASD-36ST and ASD-38ST automated health monitoring systems of NK-36ST and NK-38ST gas turbines have been in durable service operation in Gasprom compressor stations. The gained results proved necessity of compressor stations equipment with health monitoring systems that estimate technical state of operating engines and form necessary recommendations for service personnel, thus affording on condition gas turbine operation.

УДК 621.5

Сравнительный анализ и определение условий применимости двух новых методов идентификации момента турбины ТВД, использующих сигналы штатных датчиков оборотов вала / С.Д. Земляков, В.М. Глумов, С.В. Епифанов // Авиационно-космическая техника и технология.– Харьков, 2003.– Вып. 7 (42).– С. 113 - 117.

В работе рассматривается задача улучшения характеристик предложенных ранее авторами адаптивного и алгебраического подходов к задаче идентификации момента турбины ТВД, а также приводятся результаты сопоставительного анализа работы модифицированных алгоритмов идентификации и выявление оптимальных областей их применимости.

UDC 621.5

The Comparative Analysis And Clearing Up Of Applicability Conditions Of Two New Methods For Estimation Of A Turboprop Turbine Moment Using Signals, Of Rotation Velocity Sensors / S.D. Zemliakov, V.M. Glumov, S.V. Epifanov

// Aerospace Technique and Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 113 - 117.

The problem of improvement of the characteristics of the adaptive and algebraic methods to the problem of estimation of the turboprop turbine torque is investigated. These methods were suggested by authors earlier. The results of comparative analysis of the modified algorithms of estimation and clearing up of their using domains are considered.

УДК 621.431:681.518.54

Распознавание неисправностей ГТД искусственной нейронной сетью / А.Г. Концевич // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 118 - 122.

С помощью математического аппарата искусственных нейронных сетей был разработан и проверен метод распознавания неисправностей ГТД и его узлов. Распознавание производится на примере единичных дефектов проточной части ГТД. Однако, предлагаемый математический аппарат можно использовать при распознавании любых неисправностей различных узлов двигателя. Показаны преимущества нейросетевого подхода. Указаны пути дальнейших исследований в данной области.

UDC 621.431:681.518.54

GTE Defect Recognition Using Artificial Neural Network / A.G. Kontsevich // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 118 - 122.

A GTE and its units defect recognition method using neural network was developed and checked. The recognition was carried out for GTE gas path single defect recognition task. However suggested mathematical tool is applicable for recognition of any engine unit defect. Neural network approach advantages were shown. Further research orientation in this field were shown.

УДК 629.7.036

Метод локализации неисправностей двигателей летательных аппаратов на основе математических моделей / А.И. Коломенцев, Д.С. Мартиросов // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 123 - 126.

Рассматривается метод диагностирования функционального состояния двигателей летательных аппаратов, обеспечивающий поиск и локализацию неисправностей на основе математических моделей и измеряемых параметров – метод структурного исключения. Метод основан на использовании структурных свойств объекта диагностирования, отраженных в его математической модели, а также – формировании диагностических признаков, локально чувствительных к неисправности произвольного вида.

UDC 629.7.036

Method Of Localization Of Failures Of Flight Vehicle Based On Mathematical Models / A.I. Kolomentsev, D.S. Martirosov // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 123 - 126.

Method of diagnostic of functional condition of flight vehicles' engines providing search and localization of failures on the base of mathematical models and measurement parameters – method of structural exception - is considered. The method is based on use of structural properties of an object of diagnosing reflected in its mathematical model, and also based on forming of diagnosing signs local sensitive to failures of variable types.

УДК 621.43.004.62

Статистические испытания процедуры идентификации динамической модели ГТУ / С.В. Епифанов, И.И. Лобода, Я. Фелдштейн // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 127 - 133.

Данная статья посвящена такой достаточно сложной проблеме как идентификация моделей ГТУ. В статье рассматривается процедура идентификации динамической модели, разработанная в диагностических целях, описаны выполненные статистические испытания данной процедуры, проанализированы факторы, влияющие на ее точность, приведены результаты анализа и рекомендации по применению разработанной процедуры.

UDC 621.43.004.62

Statistical Testing of Dynamic Model Identification Procedure for Gas Turbine Diagnosis / S. Yepifanov, I. Loboda, Y. Feldshteyn // Aerospace Technique and Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 127 - 133.

This paper is devoted to such a challenging problem as gas turbine model identification. A dynamic model identification procedure developed and proposed as a diagnostic tool is examined. A statistical verification of the procedure is described. The factors that influence on identification accuracy are classified and analyzed one after another. Results of the analysis and the recommendations of application are discussed.

УДК 629.7.018

Экспериментальная методика диагностирования агрегатов автоматики ПГСР РН / А.Н. Пономарев, А.В. Сичевой // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 134 – 136.

Представлена концепция инженерной методики определения исходного технического состояния агрегатов автоматики пневмогидравлических систем питания ракет-носителей. Проведен анализ отказов указанных агрегатов. Представлены результаты экспериментальной отработки метода диагноза. На основе экспериментальных данных оценивается возможность применения виброакустической диагностики для диагностирования агрегатов автоматики. Работа направлена на повышение показателей надежности изделий авиационно-космической отрасли.

UDC 629.7.018

Engineering Technique Of Diagnosing Automatics Aggregates Of Pneumohydraulic Power Supply Systems Of Launchers / A.N. Ponomaryov, A.V. Sichevoy // Aerospace Technique And Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 134 – 136.

The concept of an engineering technique of diagnosing automatics aggregates of pneumohydraulic power supply systems of launchers is submitted. The failure analysis of the indicated aggregates is conducted. There are shown outcomes of experimental improvement of a method of the diagnosis. On the basis of experimental data estimates the feasibility vibro-acoustical diagnostic for diagnosing automatics aggregates. The activity is directed on increase of parameters of reliability of items of aerospace branch.

УДК 629.7.035.6

База данных для интеллектуальных информационных технологий контроля и диагностики силовых установок летательных аппаратов / Г.Г. Куликов, П.С. Котенко, В.С. Фатиков, В.Ю. Арьков, В.П. Ищук // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 137 - 141.

Рассмотрена проблема проектирования базы данных для создания и развития информационных технологий контроля, управления и диагностики силовых установок. Обоснованы основные требования и принцип построения базы данных. Предложен способ применения указанной базы данных при создании интеллектуальных информационных технологий разработки и эксплуатации силовых установок в процессе их жизненного цикла.

UDC 629.7.035.6

Database For Intelligent Information Technologies Of Monitoring And Diagnosis Of Aero Power Plants / G.G. Kulikov, P.S. Kotenko, V.S. Fatikov, V.Yu. Arkov, V.P. Ishchuk // Aerospace Technique and Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 137 - 141.

A problem of creation of a data base for development of information technologies for condition monitoring, control and diagnosis of power plants. Major specifications for the data base are justified along with principles for its creation. An method is proposed for application in design of intelligent information technologies for creation and in-service use of power plants during their life cycle.

УДК 681.518.54

Синтез оптимальных импульсных управлений в САУ расходом топлива авиационного двигателя / Г.С. Ранченко, В.Ф. Миргород, А.А. Бевзук // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 142 – 144.

На основе метода оптимального демпфирования квадратичного функционала качества рассматривается решение задачи построения оптимальной модуляционной характеристики САУ с широтно-импульсной управляющего сигнала. Предлагается использовать алгоритм синтеза для оптимизации параметров цифрового регулятора расхода топлива с целью повышения точности

UDC 681.518.54

Synthesis Of Optimum Impulse Controls In Automatic Fuel Rate Control System Of An Aero-Engine / G. Ranchenko, V. Mirgorod, A. Bevzuk // Aerospace Technique and Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 142 - 144.

On the basis of a optimum damping method of quality quadratic functional the solution of a problem of construction of an optimum drive characteristic for automatic fuel rate control system with pulse-width control signal is considered. It is offered to use synthesis algorithm to parameters optimization of a digital fuel flow regulator with the purpose of exactness increase.

УДК 621.515

О повышении точности измерения аэродинамических сил на колеблющихся профилях решетки / В.А. Цимбалюк, И. Лингарт // Авиационно-космическая техника и технология.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 149 - 153.

Ранее при измерении нестационарных аэродинамических нагрузок, вызванных колебаниями профилей решетки предполагалось, что профили совершают поступательные перемещения. Под действием инерционных и аэродинамических сил профили деформируются и амплитуда их перемещений не постоянна по длине. Дана оценка влияния на измеряемые аэродинамические нагрузки деформации двух колеблющихся профилей решетки. Рассматриваются разные варианты крепления профилей.

UDC 621.515

Accuracy Increasing Of Aerodynamic Forces Measurement On Oscillating Airfoils In A Cascade / V. Tsybalyuk, J. Linhart // Aerospace Technique and Technology.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 149 - 153.

There was formerly supposed at measurement of non-stationary aerodynamic loadings caused by airfoils oscillations in a cascade, that the airfoils make forward displacements. Under action of inertial and aerodynamic forces the airfoils become deformed and the amplitude of their moving is not constant on length. The estimation of deformation influence on measured aerodynamic loads acting on two oscillating airfoils in a cascade is given. The different variants of airfoil fastening are considered.

УДК 629.735.03–226.2:533.6.07(045)

Метод визначення аеродинамічних характеристик профілю в плоскій решітці / Ю.М. Терещенко, Л.Г. Волянська, В.В. Панін // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 7 (42).– С.154 - 157.

У статті розглянутий метод визначення аеродинамічних характеристик профілю в плоскій решітці, який базується на прямому вимірюванні аеродинамічних сил за допомогою трикомпонентних аеродинамічних ваг. Наведено схему установки для визначення аеродинамічних характеристик профілю, та результати експериментальних досліджень.

UDK 629.735.03–226.2:533.6.07(045)

Method Determination Of Aerodynamic Performances Of Profile In The Plane Airfoil Cascade / Y. Tereshchenko, L. Volyanska, V. Panin // *Aerospace Technique and Technology.*– Kharkov, 2003.– Iss. 7 (42).– P. 154 - 157.

Method determination of aerodynamic forces by direct measurement using three-component aerodynamic balance are given in the article. There are the schematic model of the facility for determination airfoil cascade aerodynamic performances in the article. Drawing and description of slewing pack of blades are shown in the article.

УДК 621

Некоторые результаты экспериментального исследования вибрации судового центробежного сепаратора с шариковым автобаланси́ром / А.Н. Горбенко, О.П. Радченко // *Авиационно-космическая техника и технология.* – Харьков, 2003.– Вып. 7 (42).– С. 158 - 160.

Для повышения надежности и снижения вибрации центробежного сепаратора предлагается применение шарикового автобалансирующего устройства, расположенного непосредственно в полости сепаратора. Эксперименты, проведенные с такой механической системой, показали возможность значительного снижения вибрации агрегата.

UDK 621.

Some outcomes of vibration experimental exploration of ship centrifugal separator with balls autobalancing device / A.N. Gorbenko, O.P. Radchenko // *Aerospace Technique and Technology.*– Kharkov, 2003.– Iss. 7 (42).– P. 158 - 160.

For a raise of reliability and drop of vibration of a centrifugal separator, the ball autobalancing device application located immediately in a dividing box concavity is offered. The experiments conducted with such mechanical system, have shown a possibility of aggregate vibration drop.

УДК 629.7.018

Выбор системы термостатирования пороховых ракет «ВОЗДУХ-ВОЗДУХ» на этапе стендовых испытаний / Л.Б. Кабакова, Ю.К. Гонтарев, М.Ю. Гонтарев // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 7 (42).– С. 161 - 164.

Разработана система термостабилизации двигателей ракет на плюсовые и минусовые температуры. Система включала термокамеру, холодильный агрегат и парогенерирующую установку для обогрева воздуха. На основе теоретического исследования проведены мероприятия, позволившие интенсифицировать процессы теплообмена с целью уменьшения габаритов и веса парогенерирующей установки.

UDC 629.7.018

Choice Of Thermostating System Of Powder Air-to-air Missile On Bench Test Phase / L.B. Kabakova, Y.K. Gontarev, M.Y. Gontarev // *Aerospace Technique And Technology.*– Kharkov, 2003.– Iss. 7 (42).– P. 161 - 164.

System of below and above-zero temperature thermostating of rocket engine was developed. It consisted of heat-chamber, refrigerating plant and steam generating plant to air heating. On basis of theoretical investigation arrangements, that allowed intensifying heat-exchanging processes, were realized. It led to weight and size decrease.

УДК.621.436.016.4

Экспериментальное исследование рабочего процесса термомеханического генератора на базе свободнопоршневого двигателя Стирлинга / М.Г. Веревкин // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 7 (42).– С. 165 - 169.

Приведены описание конструкции лабораторного образца термомеханического генератора (ТМГ) производства фирмы "Sunpower" (США) на базе свободнопоршневого двигателя Стирлинга (СПДС), а также полученные экспериментальные данные.

UDC 621.436.016.4

Experimental Study Of Operational Process Of The Thermo-Mechanical Generator Produced By "Sunpower" Company (Usa), Based On The Free-Piston Stirling Engine / M.G. Verevkin // *Aerospace Technique And Technology.*– Kharkov, 2003.– Iss. 7 (42).– P. 165 - 169.

Structure description of a laboratory sample is given of the thermo-mechanical generator produced by "Sunpower" company (USA), based on the free-piston Stirling engine; also experimental data are obtained.

УДК 621.43.001.4

Исследование напряженно-деформированного состояния поршня / А.А. Зотов // *Авиационно-космическая техника и технология.*– Харьков, 2003.– Вып. 7 (42).– С. 170 - 172.

В статье затрагивается проблема идентификации результатов расчета напряженно-деформированного состояния поршня методом конечных элементов с данными, полученными в ходе эксперимента. В частности, описывается установка для проведения эксперимента по статическому нагружению поршня. Эта установка позволяет симитировать частный случай силового нагружения поршня без учета температурного фактора.

UDC 621.43.001.4

Research Of The Piston Stress-Deformation State / A.A. Zotov // *Aerospace Technique And Technology*.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 170 – 172.

In article the identification problem of the FE analysis results of the piston stress-deformation state with data obtained by means of the experiment is considered. In particular, device to carry out experiment regarding static loading of the piston is described. This device allows to imitate the particular event of the piston loading no considering thermal factor.

УДК 536.2.072

Повышение ресурса работы дизельных форсунок / О.Ф. Прищепов, В.П. Ревнюк, В.И. Андреев // *Авиационно-космическая техника и технология*.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 173 - 174.

В статье рассматривается повышение ресурса работы за счет лазерной закалки прецизионных запорных поверхностей распылителей форсунок и нанесение износостойких защитных покрытий на запорные и направляющие поверхности игл.

UDC 536.2.072

Increasing Fuel Injectors Work Resorce / O. Pryschevov, V. Revnyuk, V. Andreev // *Aerospace Technique And Technology*.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 173 - 174.

The article contains throw light upon the questions of the increasing of service life by laser hardening of precision locking surfaces of fuel injectors sprayers and driffing of wear resistant protection coatings on locking and guiding surfaces of nozzle needles.

УДК 621.892

Консервация форсированных двухтактных двигателей / Ю.С. Бородин, В.З. Бычков, Н.В. Клименко, Н.В. Нестеренко, Г.В. Щербаненко // *Авиационно-космическая техника и технология*.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 175 - 176.

Приводятся результаты исследований различных ингибиторов коррозии, предназначенных для консервации двигателей и их длительного хранения.

Проведенные исследования и испытания показали, что консервационное масло Маякор обладает высоким уровнем защитных свойств и может быть использовано для длительного хранения двигателей и ввода их в эксплуатацию без расконсервации.

UDC 621.892

Two-Stroke Augment Engines Preservation / Yu.S. Borodin, V.Z. Bychkov, N.V. Klimenko, N.V. Nesterenko, G.V. Sherbanenko // *Aerospace Technique and Technology*.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 175 - 176.

There are given investigation results of the various corrosion inhibitors aimed at engines preservation and their long-term storage.

The investigations and tests done has demonstrated that the Mayakor preservative oil has high-level protective properties and it can be used for engines long-term storage and their putting into operation without depreservation.

УДК 621.793

Исследование влияния места размещения детали на плоской подложке на плотность тока при различных углах падения ионов для плазменно-ионной обработки / Г.И. Костюк, С.А. Романенко, Н.Л. Белов, В.И. Решетников // *Авиационно-космическая техника и технология*.- Харьков, 2003.- Вып. 7 (42).- С. 177 - 182.

В статье приведены результаты исследования влияния места размещения детали на плоской подложке на плотность тока при разных углах падения ионов для плазменно-ионной обработки при разных токах дуги, напряжении на подложке, давлении реакционного газа, токе в управляющем магните. Показано, что углы падения частиц ионного потока, при которых реализуется максимальная плотность тока, находятся в диапазоне от $\alpha = 0^\circ$ до $\alpha = 20^\circ$. При варьировании значения напряженности внешнего магнитного фокусирующего поля в диапазоне $H = 50$ э до $H = 150$ э изменение угла разлета ионного потока незначительно и находится в пределах $1,5^\circ$ – при $L = 330$ мм и $3 - 4^\circ$ при $L = 470$ мм.

UDC 691.793

Investigation Of Influence Of The Part Location On Flat Substrate On The Current Density At Various Angles Of Ion Flux For Plasma-Ion Treatment / G.I. Kostyuk, S.A. Romanenko, N.L. Belov, V.I. Reshetnikov // *Aerospace Technique and Technology*.- Kharkov, 2003.- Iss. 7 (42).- P. 177 - 182.

In the paper the results of studies of the part location on a flat substrate influence on current density at various angles of ion flux for plasma-ion treatment at various arc currents, substrate voltages, reactive gas pressure and control magnetic coil are shown. It is demonstrated that the ion flux angle of incidence at which the maximum current density is provided are in the range of $\alpha = 0^\circ$ to $\alpha = 20^\circ$. When changing the external focusing magnetic field in the range of $H = 50$ oersted to $H = 150$ oersted the angle of ion flux divergence is insignificant and falls into the limits of 1.5° at the length of $L = 330$ mm and $3 - 4^\circ$ at the length of $L = 470$ mm.