

УДК 621.751.47

А.Т. БОГОРОШ¹, С.А. ВОРОНОВ¹, В.П. РОЙЗМАН², К.В. ЧАДОВА¹¹ Физико-технический институт НТУУ «КПИ», Киев, Украина² Хмельницкий национальный университет, Украина

НОВЫЕ ЗНАЧЕНИЯ МИКРОТВЕРДОСТИ, МОДУЛЯ ЮНГА И УПРУГОГО ВОССТАНОВЛЕНИЯ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ ПЛЕНОЧНЫХ ТУГОПЛАВКИХ ПОКРЫТИЙ

Рассмотрены результаты экспериментов при получении новых композиций пленочных покрытий с последующей деформацией и восстановлением. К известным титановым сплавам защитных тугоплавких пленок добавляли ванадий и гафний в виде Ti-Si-V-N и HfC-TiC в соотношении 1/4. Такая технология позволяет управлять физическими свойствами в широком диапазоне для известных композиций на основе титана. При этом пленочные покрытия кристаллизуются в виде зерен игольчатой формы, плотно прилегающие между собой и сориентированные перпендикулярно поверхности. Такая структура повышает защитные свойства пленок при абразивном и ударном воздействии. В результате повышаются значения микротвердости в 2 раза, а модуля упругости – в 1,75 раза, а зернограничное скольжение при деформациях ускоряет процессы восстановления в среднем на 7%.

многокомпонентные тугоплавкие пленки, модуль упругости, упругое восстановление

Введение

Проблема повышения микротвердости, модуля Юнга (упругости) и упругого восстановления пленочных тугоплавких покрытий актуальна в авиакосмическом материаловедении.

1. Формулирование проблемы

Для экспериментального изучения микротвердости, модуля Юнга и упругого восстановления новых композиций многокомпонентных тугоплавких пленок необходимо подобрать аналогичные или подобные условия синтеза материала покрытий.

2. Решение проблемы

В работах [1, 2], где при оценке нагрузки P , необходимой для начала пластической деформации наноструктурных пленок (НП), когда недеформируемый шарик Роквелла радиуса r вдавливаются в полубесконечное твердое тело для определения микротвердости H , было получено выражение

$$P = 0,78r^2(H^3/E^2), \quad (1)$$

из которого следует, что пластическая составляю-

щая упругого восстановления W_e , в случае негомогенно деформированных НП покрытий, выше, чем в случае покрытий тугоплавкими НП. Поэтому параметр W_e %, отражающий образование полос ступеней, в выражение не входит.

Для системного анализа значения микротвердости, модуля Юнга и упругого восстановления многокомпонентных пленочных тугоплавких известных композиций Ti-Si-N, Ti-Zr-C-O, Ti-B-N, Ti-Ca-C-O, Ti-Ca-C-O-Ti-Al-N и Ti-Mo-N дополнительно были получены пленочные покрытия с включением в композицию ванадия и гафния в виде Ti-Si-V-N и HfC-TiC в соотношении 1/4.

Микроисследования пленок в виде фольги проводили по стандартным методикам [1] на электронном сканирующем микроскопе типа Hitachi S-4200 и просвечивающем электронном микроскопе Hitachi-9000 NAR.

Сопоставления топографии поверхностей пленок до деформации рельефа поверхности НП внутри отпечатка пирамидки Виккерса и после снятия нагрузки показали, что оба механизма деформации осуществляются путем скольжения отдельных зерен

столбчатых и игольчатых кристаллических элементов структуры, которые выступают наружу при снятии нагрузки.

Следовательно, отдельные зерна столбчатых и игольчатых кристаллических элементов структуры являются вершинами отдельных столбчатых и игольчатых зерен или объемов материала НП. При этом зернограницное скольжение открывает основной механизм деформации в исследуемых тугоплавких и высокопрочных пленках вследствие более сильной энергии связи между иголками или столбцами, где и происходит неомогенная деформация.

Во-первых, деформация протекает с сохранением объема и сопровождается выталкиванием деформированного материала с образованием бугорков от упругого сжатия.

Во-вторых, после снятия нагрузки наружу выталкиваются отдельные зерна столбчатых и игольчатых кристаллических элементов структуры и идет релаксация упругих напряжений непосредственно игольчатых кристаллов вследствие пластичности материала НП.

В-третьих, в ходе исследований образование полос сдвига наблюдалось только у НП с большой величиной пластической деформации.

Основным результатом исследований является доказательство, что преимуществом многокомпонентных тугоплавких НП является возможность получать сверхтвердые и термически стойкие материалы с почти одинаковыми значениями упругого восстановления, но с различной микротвердостью и модулями Юнга в сторону повышения (табл. 1).

Таблица 1

Сравнение микротвердости, модуля Юнга и упругого восстановления многокомпонентных пленок, полученных другими авторами и в данной работе

Состав пленок	Твердость H , ГПа	Модуль Юнга E , ГПа	Упругое восстановление, W_e , %	H^3/E^2 , ГПа	Литературные ссылки
Ti-Si-N	42,3	273	78	1,02	[1]
Ti-Zr-C-O	41,9	289	77	0,88	[1]
Ti-B-N	42,0	300	77	0,82	[1]
Ti-Ca-C-O	41,4	325	68	0,67	[1]
Ti-Al-N	41,9	397	74	0,46	[3]
Ti-Mo-N	43,0	442	68	0,41	[4]
Ti-Si-V-N	44,0	390	84	0,56	
HfC-TiC (1/4)	84,0	480	75	2,57	

Заключение

Представленные результаты сравнительного анализа литературных данных и новых экспериментальных данных по решению проблемы повышения микротвердости, модуля Юнга (упругости) и упругого восстановления пленочных тугоплавких покрытий, применяемых в авиационно-космической технике и технологиях, показали подобные результаты, сопоставимые с исследованиями других авторов [1, 3, 4].

Наиболее важным является результат, позволяющий управлять физическими свойствами много-

компонентных защитных пленок в широком диапазоне для известных композиций на основе титана.

К известным композициям Ti-Si-N, Ti-Zr-C-O, Ti-B-N, Ti-Ca-C-O, Ti-Ma-C-O, Ti-Al-N и Ti-Mo-N в результате проведенных исследований с пленками, состоящими из титана, кремния, ванадия и азота, а также гафния, углерода и углеродистого титана. Такие новые композиции исследовали в различных соотношениях, сочетаниях и внешних физических воздействиях на подложки образцов.

Так, например, при увеличении азота в исследуемых композициях и вибрации подложки струк-

тура пленки получается неоднородной с образованием кластеров разных величин, дисперсность которых колеблется в широких пределах от 12 до 390 нм. Встречаются также отдельные скаленоэдры размерами до 800 нм и более.

На микрофотографиях такие скаленоэдры имеют округлую форму, а в промежутках между отдельными крупными кластерами толщина пленки менялась в сторону уменьшения. Местами пленка имела микротрещины. Микротвердость непосредственно крупных кластеров была в 2 – 3 раза больше основной пленки, но при этом хрупкость в точках исследований и модуль упругости Юнга уменьшалась. Одновременно с этими характеристиками снижалась пластическая деформация упругого восстановления.

Среди значительного набора опытных покрытий, на наш взгляд, обнаружен наиболее приемлемый вариант для практического внедрения.

В результате исследований и системного анализа полученных результатов предлагаются пленочные покрытия с включением в состав сплавов ванадия и гафния в виде Ti-Si-V-N и HfC-TiC в соотношении 1/4.

Главное достоинство таких пленочных покрытий в том, что применение ванадия и гафния в титановых пленочных сплавах позволяет получать зерна игольчатой формы, сориентированные перпендикулярно поверхности. Управлением синтезом таких игольчатых кристаллов и их ориентацией в пространстве было осуществлено еще в 1980 году с последующей публикацией за рубежом [5, 6].

Такая структура повышает защитные свойства пленок при абразивном и ударном воздействии по кристаллической оси «с» игловок. Особое значение имеют при этом сверхпрочные волокна [6]. Прочность и пластичность таких волокнистых структур с ростом температур от 20 до 1400° резко возрастает [7].

При этом зернограницное скольжение при деформациях улучшает процессы восстановления. В результате повышаются значения микротвердости в 2 раза, а модуля упругости – в 1,75 раза. При этом пластическая составляющая упругого восстановления W_e также возрастает в среднем на 7%.

Литература

1. Особенности структуры и физико-механических свойств наноструктурных тонких пленок / Д.В. Штанский и др. // ФТТ. – 2003. – Т. 45, вып. 6. – С. 1122-1129.
2. Johnson K. Contact Mechanics 1st ed. – Cambridge University Press, 1985. – P. 155.
3. Musil J., Hruby H. Thin Solid Films. – 365, 1, 104 (2000).
4. Musil J., Kune F., Zeman H., Polakova H. Surf.Coat.Technol. – 154, 2-3, 304 (2002).
5. Bogorosh A.T. The Effect of Elastik Vibrations on Monodispersity and Kinetics Crystallization of $C_{12}H_{22}O_{11}$, $CaCO_3$ -A //The Allerton Press J.Program. – 1981, Ins., 150; Fifth Avenue, N.Y., 10011. – P. 49-52.
6. Bogorosh A.T. The Effect of Elastik Vibrations on Monodispersity and Kinetics Crystallization //The Allerton Press Ins.: J.Program. – 1983, 150, Ins., 150; Fifth Avenue, N.Y., 10011. – P. 49-52.
7. Свиридовский Ю.М., Волынец Ю.М., Богорош А.Т. Прочность и пластичность непрерывных волокон из вольфрама и молибдена в интервале температур 20-1400 °C //ФХММ. – 1986. – № 762. – С. 291-293.

Поступила в редакцию 13.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Гайдачук, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 629.5:621.4

М.Р. ТКАЧ

*Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова, Николаев, Украина***ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК,
ИСПОЛЬЗУЮЩИХ АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВНЫЕ РЕСУРСЫ**

Обобщено влияние параметров технологического процесса (ТП) получения топлива на эффективные показатели энерготехнологических установок, использующих альтернативные топливные ресурсы (ТЭР). Показано, что при использовании "базового" ГТД UGT6000 нормированные значения КПД и мощности составят 0,42...0,72. В этих условиях, утилизация тепла позволяет повысить эти показатели в 1,3...1,7 раза в зависимости от параметров ТП. Выявлена существенная зависимость энергетической эффективности от величин температурного напора на выходе и гидравлического сопротивления технологического оборудования.

характеристики, альтернативное топливо, газотурбинные энергетические установки

1. Постановка проблемы

В условиях непрекращающегося повышения стоимости углеводородов существенное снижение топливной составляющей выработки энергии достигается применением альтернативных топливно-энергетических ресурсов. Актуальность данного направления отражена в Законах Украины "Про альтернативні види рідкого та газового палива" и "Про альтернативні джерела енергії".

Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем. Выполненные ранее исследования показали целесообразность создания газотурбинных энергетических установок (ГТУ), работающих на жидком топливе, получаемом из альтернативных ТЭР. Это связано с высокой их энергетической эффективностью вследствие утилизации вторичных энергетических ресурсов ГТУ в технологических процессах получения альтернативных топлив [2, 4]. Схемное решение с электротермической технологической подсистемой дает ряд компоновочных преимуществ при создании мобильных энергетических установок [3]. Утилизация тепловой энергии отходящих газов осуществлена в водяном теплоутилизующем контуре (ТУК) одного давления. Матема-

тическое моделирование изучаемой газотурбинной энергетической установки (ЭУ) позволило определить показатели ее эффективности (КПД, мощность и ряд других) [3]. Влияние основных параметров энергетической установки и факторов окружающей среды выявлено ранее [3, 4].

Цель исследований. Обобщение данных о влиянии параметров технологического процесса получения топлива из альтернативных ТЭР на показатели энергетической эффективности газотурбинных установок с электротермической технологической подсистемой.

2. Решение проблемы

Структурная схема газотурбинной установки с электротермической технологической подсистемой приведена на рис. 1. Зависимости для определения показателей исследуемой газотурбинной установки могут быть представлены в общем виде для принятой модели "базового" ГТД [4]:

$$\begin{aligned}\eta_e &= \eta(Q_{II}, Q_I, \Delta T_{II}, \Delta T_I, v, \dots); \\ N_e &= N(Q_{II}, Q_I, \Delta T_{II}, \Delta T_I, v, \dots); \\ \bar{Q} &= Q(Q_{II}, Q_I, \Delta T_{II}, \Delta T_I, v, \dots),\end{aligned}\tag{1}$$

где η_e, N_e – эффективные значения КПД и мощно-

сти ЭУ;

$$\bar{Q} = \frac{N_T}{N_e} - \text{относительные затраты энергии на}$$

ТП получения топлива из альтернативных ТЭР;

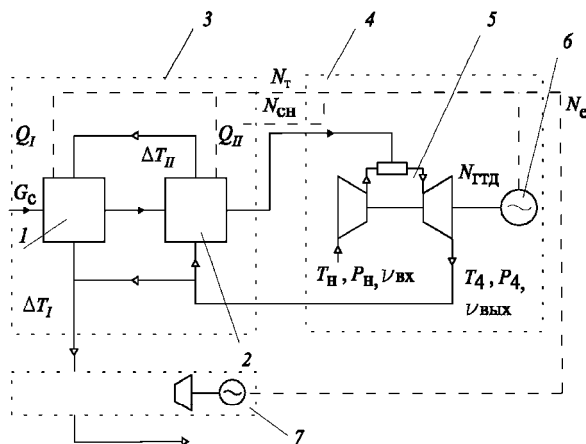


Рис. 1. Структурная схема газотурбинной энергетической установки:

1 – первая ступень ТП; 2 – вторая ступень ТП;
3 – технологическая подсистема; 4 – энергетическая подсистема; 5 – газотурбинный двигатель;
6 – электрогенератор; 7 – ТУК

Q_{II}, Q_I – удельные затраты тепла на вторую и первую ступени технологического процесса;

$\Delta T_{II}, \Delta T_I$ – температурный напоры на выходе второй и первой ступеней ТП;

$v = v_{вых}$ – коэффициент восстановления полного давления ТП.

Обобщенная технологическая характеристика ЭУ представлена в виде [4]:

$$\bar{N} = F(\bar{\eta}), \quad (2)$$

где $\bar{\eta} = \frac{\eta_e}{\eta_{ГТД_{ISO}}}$, $\bar{N} = \frac{N_e}{N_{ГТД_{ISO}}}$ – нормированные значения КПД и мощности ЭУ;

$\eta_{ГТД_{ISO}}, N_{ГТД_{ISO}}$ – КПД и мощность "базового" ГТД в условиях ISO 2314.

Параметрами обобщенной характеристики (2) являются показатели подсистемы получения топлива из альтернативных ТЭР $Q_{II}, Q_I, \Delta T_{II}, \Delta T_I, v$.

Обобщенная технологическая характеристика получена применительно к ГТУ на базе ГТД UGT6000 ($\eta_{ГТД_{ISO}} = 0,315$, $N_{ГТД_{ISO}} = 6,7$ МВт,

$T_4 = 693$ К) производства НПКГ "Зоря"-Машпроект" при $T_H = 288$ К (рис. 2). Показатели ГТД в условиях по ISO2314 ($T_H = 288$ К, $v_{вх} = 0$, $v_{вых} = 0$) приняты по [1, 5]. Приведенные ниже результаты получены в диапазоне варьирования параметров, соответствующем данным [4] (рис. 2). Здесь линиями определенного типа отображены характеристики $\bar{\eta} = F(\bar{N})$ при постоянных значениях v или Q_{II} и изменяемых остальных параметрах. Величина ΔT_{II} , при которой построены характеристики, идентифицирована цветом линий.

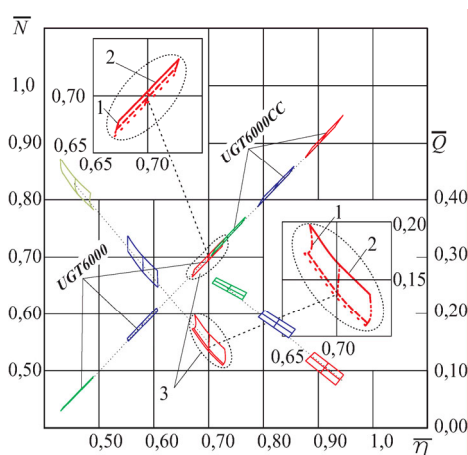


Рис. 2. Обобщенные характеристики газотурбинной ЭУ на базе ГТД UGT6000:

1 – $v = \text{const}$; 2 – $Q_{II} = \text{const}$; 3 – $\Delta T_{II} = \text{const}$;

----- $v=0,94$ ----- $Q_{II}=800$ Вт·ч/кг ■ $\Delta T_{II} = 30$ К
----- $v=0,96$ ----- $Q_{II}=900$ Вт·ч/кг ■ $\Delta T_{II} = 55$ К
----- $v=0,98$ ----- $Q_{II}=1000$ Вт·ч/кг ■ $\Delta T_{II} = 80$ К

Как следует из полученных результатов, наиболее существенное влияние величину на КПД и мощности ЭУ оказывает величина температурного напора на выходе второй ступени ТП – ΔT_{II} . Так, повышение ΔT_{II} от 30 до 80 К приводит к снижению нормированного значения КПД ЭУ $\bar{\eta}$ от 0,70 до 0,48 при $v = 0,98$ и от 0,67 до 0,43 при $v = 0,94$. В этих же условиях, изменение $\bar{N}$ составит 0,72...0,59 и 0,67...0,43.

Следующим по значимости фактором технологического процесса является величина гидравлического сопротивления технологического оборудования. Снижение величины коэффициента восстанов-

ления полного ν от 0,98 до 0,94 приводит (при прочих равных условиях) к снижению значений $\bar{\eta}$ и $\bar{N}$ на 0,05...0,06 во всем рассмотренном диапазоне варьирования ν . Влияние величины удельных затрат тепла на вторую и первую ступени технологического процесса существенно слабее и не превышает одного процента. Значимым показателем эффективности ЭУ является величина затрат энергии на осуществление технологического процесса получения топлива из альтернативных ТЭР $\bar{Q}$. Приведенные выше результаты иллюстрируют достаточно широкий диапазон ее изменения (рис.2, правая шкала). При худшем сочетании значений параметров ТП ($\Delta T_{II} = 80\text{K}$, $\nu = 0,94$), величина этих затрат достигает значения 0,5. Таким образом, практически половина мощности ГТД расходуется на получение топлива из альтернативных ТЭР. Естественно, что эффективное значение КПД ЭУ в этих условиях крайне низкое ($\bar{\eta} = 0,42$). Снижение величины ΔT_{II} от 80 до 30К приводит к понижению значения $\bar{Q}$ до достаточно приемлемых величин – 0,10...0,12 в зависимости от значения ν .

Выявленное весьма существенное влияние параметров ТП получения топлива из альтернативных ТЭР является следствием недостаточной (для обеспечения технологического процесса) температуры отходящих газов ГТД UGT6000. В результате, необходим подвод значительных количеств дополнительной электрической энергии для реализации технологического процесса.

Данное положение дополнительно подтверждается характеристиками ГТУ с утилизацией тепла, приведенными также на рис. 2 – (UGT6000CC). Применение ТУК приводит к повышению показателей ЭУ $\bar{\eta}$ и $\bar{N}$ на 0,20...0,28. Столь существенный прирост энергетической эффективности связан с относительно невысокими значениями энергетической эффективности ЭУ без утилизации тепла отходящих газов. Вместе с тем, качественный характер зависимостей не претерпел существенных изменений, т.к.

утилизация тепла приводит только к дополнительной выработке энергии в паровой турбине ТУК, и не влияет на перераспределение потоков энергии в ЭУ.

Выводы

1. ГТУ на базе UGT6000 характеризуется нормированными (по отношению к таковым для ГТД в условиях по ISO2314) значениями КПД и мощности 0,42...0,72.
2. В этих условиях, утилизация тепла позволяет повысить эффективность ГТУ в 1,3...1,7 раза.
3. Повышение величины ΔT_{II} от 30 до 80К приводит к снижению энергетической эффективности ЭУ на 20...25%.

Литература

1. Газотурбинные двигатели для энергетики и газотурбинные электростанции. – Николаев: НПКГ «Зоря»-«Машпроект», 2004. – 20 с.
2. Головащенко А.Ф., Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Энерготехнологические газотурбинные комплексы на базе альтернативных топлив // Судовое и энергетическое газотурбостроение. Научно-техн. сб., т. 1. – Николаев: НПКГ «Зоря»-«Машпроект», НО ИАУ. – 2004. – С. 281-285.
3. Ткач М.Р. Моделирование влияния условий эксплуатации на эффективность газотурбинных энергетических установок специализированных судов // Вестник двигателестроения. – Запорожье: «Мотор Сич». – 2004. – № 2. – С. 13-17.
4. Ткач М.Р. Обобщенные характеристики газотурбинных энергетических установок специализированных технологических судов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2006. – № 7 (33). – С. 62-65.
5. Gas turbine world 2005-05 GTW handbook. – Vol. 24. – Pequot Publishing Inc. – 2006. – 208 p.

Поступила в редакцию 19.05. 2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.И. Сербин, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.

УДК 621.7.044

С.И. МОЛОДЫХ, В.В. ТРЕТЬЯК

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

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПОЛЫХ ШИРОКОХОРДНЫХ ЛОПАТОК ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД

Получение крупногабаритных лопаток современных газотурбинных двигателей представляет большую и актуальную технологическую проблему в авиадвигателестроении. В настоящей статье в качестве решения данной проблемы предлагается технология изготовления крупногабаритных пустотелых трехслойных лопаток. Процесс заключается в изготовлении лопатки полый конструкции из 3 составных элементов с последующей их высокотемпературной пайкой. Составные элементы лопатки (спинка, корыто и сотовый наполнитель) изготавливаются штамповкой взрывом. Предлагаемая технология позволит по сравнению с традиционными процессами получать лопатки с более высокими технико-эксплуатационными характеристиками, а также значительно снизить затраты на их производство.

технология, деформирование, лопатки вентилятора, динамическая правка, косой удар, матрица, листовая заготовка, двойная кривизна, точность, контактные напряжения, модель

Создание экономичных турбореактивных двигателей с высокой степенью двухконтурности вызвало проблему разработки высокоэффективного одноступенчатого вентилятора. Вентилятор играет ключевую роль в создании взлетной тяги (около 75%) силовой установки и от него зависит в значительной степени экономичность двигателя и его ресурс. В этой связи к нему предъявляются высокие требования, как на этапе производства, так и при эксплуатации. Основными элементами вентилятора являются лопатки.

Получение крупногабаритных лопаток современных газотурбинных двигателей представляет большую и актуальную технологическую проблему в авиадвигателестроении. Их производство вызывает определённые трудности связанные с высокими требованиями к точности выполнения сложнофасонных поверхностей пера и геометрии хвостовой части, трудной обрабатываемости материалов применяемых при их изготовлении, а также значительными затратами при подготовке производства.

В настоящее время на крупногабаритные вентиляторные лопатки изготавливают из цельных монолитных титановых штамповок, получаемых горячей

ковкой на мощном прессовом оборудовании в защитной атмосфере. Технология требует больших затрат при подготовке и производстве, КИМ изделий составляет не более 0,18 – 0,22. Эксплуатационные характеристики также не высокие – антирезонансные полки ухудшают аэродинамику вентилятора и весовые параметры лопаток.

Одним из методов решения данной проблемы является выполнение лопаток вентилятора пустотелыми.

Такие лопатки находят все большее применение западными фирмами для двухконтурных двигателей с тягой в диапазоне 61-258 кН [1]. При этом расход топлива уменьшается на 2,5%.

Однако, внедрение таких конструкций сдерживается ограниченными возможностями отечественных технологий, не позволяющих изготавливать многослойные полые лопатки.

Для решения вопроса по созданию новой конструкции лопатки предусматривалось взаимосвязанное комплексное конструктивно-технологическое решение с учетом технологических возможностей импульсных методов обработки давлением взрыва и достижений высокотемпературной пайки.

Области рационального применения импульсных методов обработки листа достаточно четко определены [2], и постоянно расширяются. Учитывая глобальные тенденции развития технологии машиностроения [3], авторы обратили свое внимание на положительный опыт получения точных оболочек двойной кривизны методом импульсной пространственной правки [4].

Следует отметить, что доля штампованных и штампосварных деталей в производстве постоянно увеличивается, и это объясняется высокой производительностью процесса штамповки, стабильностью качества и размеров деталей, малой долей ручного труда, высоким коэффициентом использования материала, и как следствие этого – низкой себестоимостью

продукта. При этом возможно деформировать высокопрочные, малопластичные материалы, имеющие переменную толщину по длине и по ширине заготовки, а также возможно технологически увеличивать жесткость отштамповки без изменения конструкции всего изделия с целью обеспечения безинструментальной термофиксации.

Однако, производство точных маложестких оболочек, к которым можно отнести и лопасти вентилятора, связано с большими трудностями и, несмотря на очевидные преимущества перед другими методами обработки металлов, прессовая штамповка имеет существенные недостатки и ограничения, которые нередко отрицают сам принцип обработки металла давлением.

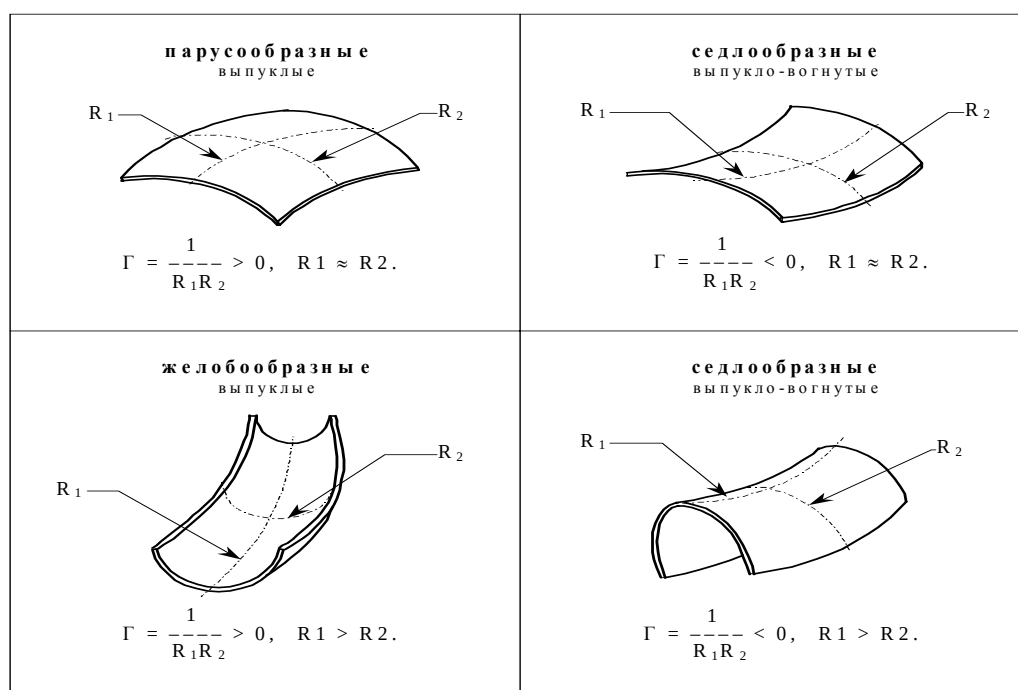


Рис. 1. Классификатор оболочек двойной кривизны

Основной недостаток это высокая стоимость оборудования – прессов, большой срок окупаемости капитальных затрат, сложность наладки и обслуживания, требование высокой квалификации рабочих и, особенно, наладчиков, дороговизна технологического оснащения.

Ну и, конечно, чисто технологические ограничения прессов – ограниченные давления и габариты

изделий, вертикальное направление нагрузки.

Существуют два основных прессовых метода изготовления крупногабаритных оболочек двойной кривизны (рис. 1) – мелкое технологическое членение, штамповку частей на большом количестве дорогостоящей оснастки и последующую сборку их в стапеле со сваркой и ручной рихтовкой для устранения поводов.

Сегодня импульсной обработкой металлов (ИОМД) взрывом освоены все процессы формовки, вытяжки, растяжки, однако, они в основном повторяют прессовые схемы и методы деформирования. Поэтому метод ИОМД до последнего времени имел почти те же и ограничения по формам, габаритам и предельной штампуемости, что и прессовая штамповка. В результате область эффективного применения этого ресурсосберегающего метода неоправданно сужалась, имея дополнительные ограничения по производительности и совместимости с традиционным производством.

Корни многих из перечисленных проблем лежат в неточном, упрощенном представлении финальной фазы динамического деформирования и теоретического его описания, пренебрежением некоторых факторов, считавшихся второстепенными. При реальных скоростях штамповки взрывом листовых металлов от 20 до 250 м/с существенный вклад в формообразование вносит прочность металла и неодномоментность столкновения заготовки с матрицей. Эффект косого соударения значительно меняет характер и результат соударения по сравнению с плоским соударением. Причиной этого является несовпадение формы движения заготовки при динамической штамповке с формой матрицы. В 99% вариантах деталей соударение происходит под углом, по линии движущейся к середине детали с образованием складки перед зоной контакта.

Косое соударение вызывает эффект правки и присутствует в разной мере абсолютно во всех динамических процессах листовой штамповки и сильно влияет на его результаты. Оно сопровождается комплексом сложных и малоизученных явлений: значительные сдвиговые и контактные напряжения, которые вызывают существенное изменение размеров и формы деталей, потерю пластичности и устойчивости, упрочнение и разупрочнение металла, перераспределение напряжений и пружинение. Штамповка правкой происходит при малых пере-

мещениях металла и является по физической сути динамической прокаткой.

Исследования процесса правки позволили существенно расширить области эффективного применения импульсной обработки листовых металлов давлением взрыва, повысить технологические возможности производства при снижении затрат и повышении качества разнообразных сложных и крупногабаритных оболочек двойной кривизны повышенной точности из высокопрочных сплавов.

Благодаря изучению эффекта косого соударения заготовок с матрицей при формоизменении создана система технологий, в которых параметрами удара управляют (используют при положительном его воздействии и устраняют или уменьшают эффект при отрицательном влиянии его на процесс формоизменения). Авторами найдены методы управления процессом, разработаны методики расчета технологии и определены пределы ее применимости.

Математическое моделирование подтверждает механизм прокатки и приближение заготовки к форме матрицы – эффект правки при определенной, оптимальной скорости в диапазоне 120 – 180 м/с. Экспериментально установлено, что при увеличении скорости точность падает из-за отскока.

Преимущества новых решений заключаются в меньшей энергоемкости процесса, повышенной точности, сокращении затрат, расширении технологических возможностей по габаритам, повышении прочности и снижении потребной пластичности обрабатываемых металлов.

Современные прогрессивные способы сварки и пайки, успешно применяемые в авиационной промышленности, и обеспечивающие высокую прочность и выносливость соединений. Они гарантируют создание достаточно надежных неразъемных соединений конструкций, позволяют изменить существующую технологию изготовления крупногабаритных лопаток. Применение сварки и пайки дает возможность разбивать лопатку на несколько простых

элементов, которые в свою очередь могут быть изготовлены без особых затруднений.

Разработанный технологический процесс заключается в следующем. Лопатка изготавливается из трёх составных элементов – спинки, корыта и сотового наполнителя (рис. 2).

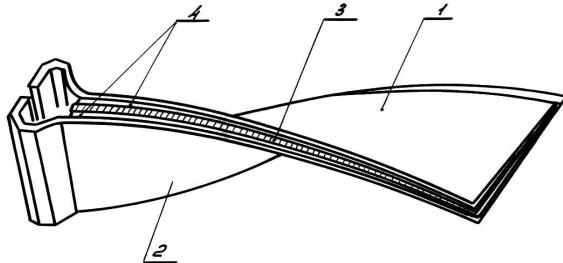


Рис. 2. Трехслойная лопатка ТРДД:

1 – спинка; 2 – корыто;

3 – сотовый наполнитель; 4 – слой припоя

Спинка 1 и корыто 2 изготавливается из титанового (сплава ВТЗ-1) катаного листа переменной толщины по высоте лопатки, путем штамповки энергией взрыва.

Для обеспечения переменной толщины перед штамповкой заготовка подвергается химическому фрезерованию. Причем штамповку элементов лопатки производят так, чтобы спинка пустотелой лопатки штамповалась по пуансону, а корыто по матрице [5].

При этом внешняя поверхность заготовок может быть отполирована перед штамповкой и обращена к передающей среде.

Это обеспечивает необходимое качество поверхности простым путём.

Для получения необходимой точности штамповки наружные элементы лопатки штампуются с технологическим рифтом жесткости в зоне припуска по контуру полуфабриката. После чего он термофиксируется, а затем технологический припуск вместе с рифтом обрезается.

Хвостовая часть лопатки типа "Ласточкин хвост" выполняется также полый конструкции и состоит из двух частей, которые формуется на утолщённом конце заготовки одновременно со штамповкой пера спинки, и корыта. Сотовый наполнитель 3, поме-

щаемый между корытцам и спинкой изготавливается из титановой фольги путем формовки энергией взрыва.

При этом высота наполнителя переменная по сечению профиля и соответствует толщине лопатки.

Изготовленная таким образом многослойная конструкция из штампованных пластин двойной кривизны и сотового наполнителя соединяется в единую деталь с помощью диффузионной сварки.

С целью повышения прочности и жесткости сварной конструкции перед диффузионной сваркой между элементами лопатки прокладывают высокотемпературный припой.

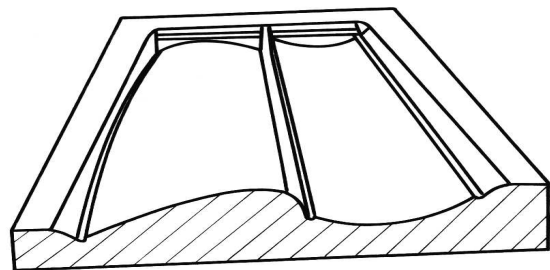


Рис. 3. Матрица для штамповки спинки и корыта

Изготовленная таким образом многослойная конструкция из штампованных пластин двойной кривизны и сотового наполнителя соединяется в единую деталь с помощью диффузионной сварки.

С целью повышения прочности и жесткости сварной конструкции перед диффузионной сваркой между элементами лопатки прокладывают высокотемпературный припой.

Одновременно со сваркой лопатка подвергается термофиксации для получения минимальных отклонений от заданных геометрических размеров, поскольку при сварке происходит резкое увеличение жесткости детали и исключаются поводки.

В целях повышения производительности способа и снижения затрат штамповка спинки и корыта лопатки осуществляется одновременно из объединенной заготовки, при этом формующие поверхности спинки 1 и корыта 2 матрицы (рис. 2, 3) размещают так, чтобы элементы лопатки сопрягались по прямо-

линейной передней, кромке через технологический припуск.



Рис. 4. Лопатка после термофиксации и отделения припуска

Экспериментальный прототип лопатки, на котором отрабатывалась технология, после удаления припуска представлен на рис. 4.

Деталь 600 × 250 мм штамповалась взрывом по безбассейновой технологии, линейными распределенными зарядами, за один переход. Использовалась методика правки с организацией косого соударения с матрицей. Отклонения детали от матрицы после штамповки носят равномерный характер и не превышают 0,2 мм. График отклонений представлен на рис. 5.

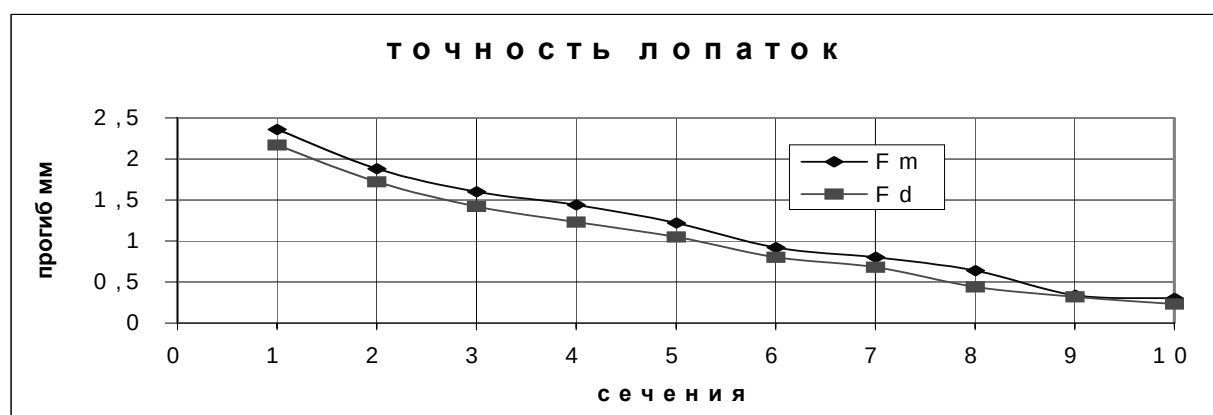


Рис. 5. Характеристика точности

Коэффициент использования материала в предполагаемом варианте лежит в пределах 0,6 – 0,85, что в 3 – 4 раза выше традиционного варианта.

Предлагаемая технология позволит по сравнению с традиционными процессами получить лопатку с более высокими технико-эксплуатационными характеристиками, а также значительно снизить материальные, энергетические и временные затраты на производство, что будет способствовать повышению конкурентоспособности отечественных моторостроительных предприятий.

Литература

1. Новости науки и техники // Сборник рефератов по материалам зарубежной печати. Серия “Авиационное двигателестроение”. – М.: ЦИАМ. – 1988. – № 7. – С. 7.

2. Борисевич В.К., Молодых С.И. Количественный анализ областей эффективного применения импульсных методов штамповки // Технология системы. – К. – 2002. – С. 37-41.

3. Молодых С.И. Технологические аспекты импульсной штамповки // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – Х.: ХАІ, 1999. – Вип. 14. – С. 68-71.

4. Розробка безбасейнової технології штампування вибухом оболонок подвійної кривини // Отчет по теме №ДЗ/69-2006(МИНТ-15-06). – Х., 2007. – Г.Р.№0106U006055

5. Пихтовников Р.В., Завьялова В.И. Штамповка листового металла взрывом. – М., Машиностроение, 1964. – 175 с.

Поступила в редакцию 12.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 536.241

С.Н. СОЛОВЬЕВ

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ПРИ УПРОЧНЕНИИ И ВЫГЛАЖИВАНИИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЕМ ВЕРЧЕНИЯ

В практике газотурбостроения встречается класс задач, связанных с обработкой нежестких конструкций. Повышенная деформируемость таких деталей вносит существенную неопределенность в достижение необходимых точностных параметров и исключает применение многих технологических методов. Решена частная задача определения температуры на поверхности контакта вращающегося цилиндрического тела с перемещающимся вдоль от этого тела и вращающимся индентором. Полученный результат используется при расчетах и проектировании профиля индентора, используемого при упрочнении и выглаживании нежестких оболочек. Изменение конфигурации индентора дает возможность наряду с режимами, влияя на показатели упрочнения и выглаживания.

упрочнение, шероховатость, выглаживание, трение верчения, пластическая деформация, температура контакта

Введение

Проблема создания нужной для эксплуатации шероховатости рабочих поверхностей во многих случаях решена. Тем не менее, постоянно возникают частные инженерные задачи этого класса, требующие индивидуального подхода.

Одной из таких задач является управление упрочнением шероховатостью наружных поверхностей нежестких тонкостенных оболочек [1]. Повышенная деформируемость заготовки исключает многие технологические методы, которые традиционно используют для повышения качества поверхности, практически все, связанные с пластическим деформированием.

1. Формулирование проблемы

Решение задачи оказалось возможным при реализации А.С. № 272342 "Способ упрочнения и выглаживания поверхностного слоя деталей" [2]. Задав индентору кроме перемещения вдоль оси поверхности вращательные движения, авторы, на счет локального повышения температуры, смогли существенно снизить усилие упрочнителя – гладилки на обрабатываемую поверхность.

При расширении возможностей метода [3] возникла необходимость определения профиля упрочнителя, разная форма которого приводит к различным температурным полям. Последнее прямо влияет на степень упрочнения, шероховатость производительности процесса.

Целью настоящей работы является создание теоретического аппарата по определению температуры на поверхности контакта трущихся тел согласно схеме, приведенной на рис. 1.

2. Решение проблемы

Решается частный случай распределения температур в области контакта, когда по поверхности вращающегося тела цилиндрической формы под постоянной нагрузкой перемещается другое тело, имеющее в области контакта сферическую форму и вращающееся с большой скоростью (рис. 1).

Воспользуемся формулой Коровчинского [4], применимой при распределении давления на контакте по Герцу (эллипсоидальное распределение давления и достаточно малые скорости перемещения контакта относительно трущихся тел):

$$T_{cp} = \frac{3\theta}{4\pi} \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2} f \frac{VP}{Ia}, \quad (1)$$

где θ – средняя безразмерная интегральная температура на контакте, для определения которой построена таблица в функции отношения b/a [4];

f – коэффициент трения;

V – скорость относительного скольжения;

P – нагрузка;

I – механический эквивалент тепла;

λ_1, λ_2 – коэффициенты теплопроводности тел;

a – большая полуось эллипса давления по Герцу;

b – малая полуось эллипса давления по Герцу.

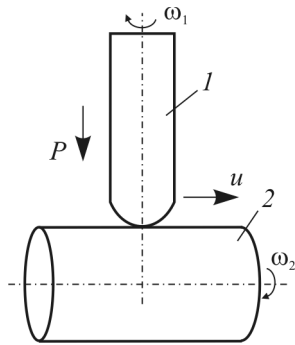


Рис. 1. Схема контакта двух трущихся тел: 1 – индентор, имеющий в области контакта сферическую форму; вращающийся с угловой скоростью ω_1 и перемещающийся со скоростью u ; 2 – цилиндрическое тело, вращающееся с угловой скоростью ω_2 ; P – постоянная нагрузка

Анализируя решение Коровчинского, для получения искомой температуры имеем

$$T(x, y, z) = T_n \bar{T}(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}),$$

где T_n – характерная температура;

$\bar{T}(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$ – безразмерная температура в пределах контакта ($\bar{z} = 0, t = 0$) равна $\bar{T}_0(\bar{x}, \bar{y}, 0) = Tm - Ta \cdot \bar{x}^2 - Tb \bar{y}^2$;

Tm, Ta, Tb – находим из таблиц Эмде и Янке.

В данной работе V – скорость относительного перемещения (рис. 2)

$$\bar{V} = u\bar{i} + \omega_2 R\bar{j} + [\omega_1 \bar{k} + (x\bar{i} + y\bar{j})] = (u - \omega_1 y)\bar{i} + (\omega_2 R + \omega_1 x)\bar{j};$$

$$V = \sqrt{(u - \omega_1 y)^2 + (\omega_2 R + \omega_1 x)^2},$$

где R – радиус тела цилиндрической формы.

Переходим к характерному размеру:

$$x = a\bar{x}; \quad y = a\bar{y}.$$

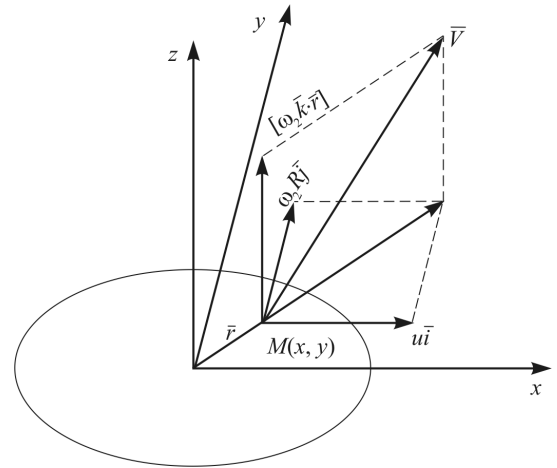


Рис. 2. Сложение скоростей на плоскости контакта трущихся тел:

$\bar{V}$ – скорость относительного перемещения $M(x, y)$;

$\bar{r}$ – радиус-вектор точки $M(x, y)$

Тогда для нашего случая:

$$T(x, y) = \frac{3}{4\pi} \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2} \frac{fP}{I} \times \sqrt{(u - \omega_1 \bar{y})^2 + (\omega_2 R + \omega_1 \bar{x})^2} \times (Tm - Ta \bar{x}^2 - Tb \bar{y}^2). \quad (2)$$

Исходя из уравнения (2), найдем распределение температур вдоль большой полуоси эллипса, где $y = 0$ (табл. 1).

Таблица 1

Распределение температур вдоль большой полуоси эллипса

$\bar{x}$	$T^\circ\text{C}$
0	498
0,1	542
0,2	578
0,3	602
0,4	614
0,5	612
0,6	592
0,7	554
0,8	496
0,9	415
1,0	310

Из графика (рис. 3) и таблицы видно, что максимальная температура возникает в средних точках контактной площадки $T_{\max} = 615^\circ$ в точке $\bar{x} = 0,4333$.

На рис. 4 приведена структура контакта сферического индентора, которая подтверждает расчетные данные о распределении температур.

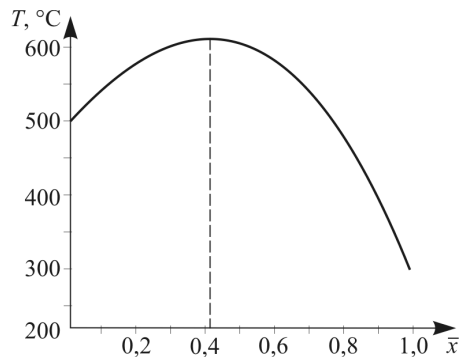


Рис. 3. График распределения температур вдоль большой полуоси эллипса
 $T_{\max} = 615^\circ$ в точке $\bar{x} = 0,4333$

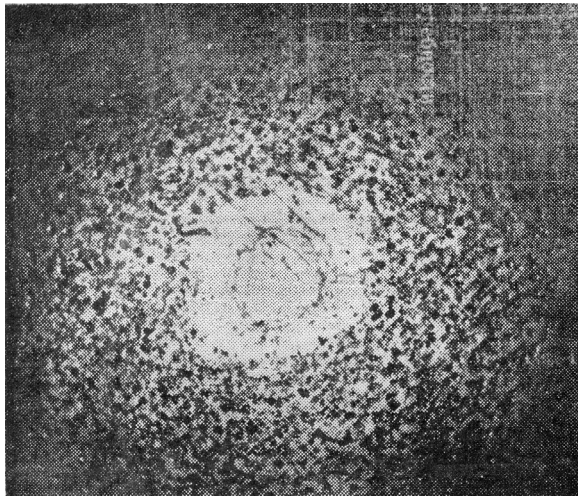


Рис. 4. Распределение температур на контакте вдоль большой полуоси эллипса

Основная повреждаемость индентора – схватывание второго рода – происходит в средних точках площадки контакта. Сближение ювенильных поверхностей, под действием внешней нагрузки, на расстояние действия межатомных сил и пластическая деформация в местах фактического контакта, что вызывают возникновение активных центров с резко повышенной концентрацией вакансий и дислоцированных атомов.

На периферии сферического индентора силы трения возрастают, но, несмотря на это температура падает (см. таблицу). Отсюда можно сделать два важных практических вывода. Пластическая дефор-

мация, вызываемая усилием прижима и перемещением индентора, оказывает большее значение на температурное поле, нежели трение верчения. Выровнять температурный градиент вдоль оси контакта возможно путем увеличения кривизны индентора с одновременным уменьшением силы прижима. Последнее обстоятельство важно при обработке тонкостенных изделий.

Заключение

При определении формы упрочняющего индентора следует учитывать жесткость оболочки, способную без видимых деформаций выдерживать нагрузку прижима упрочнителя и температурное поле. В дальнейшем необходимо формульно связать жесткость изделия, нагрузку, температурное поле с возможными профилями индентора.

Литература

1. Триботехнология / С.Н. Соловьев, Л.П. Клименко, С.Ж. Боду, Е.В. Трофимова; Под общ. ред. С.Н. Соловьева. – Николаев: НГТУ им. П. Могила, 2003. – 384 с.
2. Соловьев С.Н., Сереженко М.Ф. Способ упрочнения и выравнивания поверхностного слоя деталей // Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки. – 1970. – № 19. – С. 34-38.
3. Соловьев С.Н., Сереженко М.Ф. Выглаживание трением верчения в присутствии дисульфида молибдена // Судостроение и морские сооружения. – Х.: ХГУ, 1973. – Вып. 21. – С. 71-75.
4. Коровчинский М.В. Локальный термический контакт при квазистационарном тепловыделении в процессе трения // Теория трения и износа. – М.: Наука. – 1985. – С. 41-45.

Поступила в редакцию 19.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Л.П. Клименко, Николаевский государственный гуманитарный университет имени Петра Могила, Николаев.

УДК 621.746

Л.П. КЛИМЕНКО, В.И. АНДРЕЕВ, Л.М. ДЫХТА

*Николаевский государственный гуманитарный университет
имени Петра Могилы, Николаев, Украина*

СТРУКТУРООБРАЗОВАНИЕ В ЧУГУНЕ ГИЛЬЗ ДВС ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СКОРОСТЯХ ПРОХОЖДЕНИЯ ЭВТЕКТОИДНОГО ПРЕВРАЩЕНИЯ

С целью выравнивания эпюры износа гильзы цилиндра ДВС рассмотрены режимы охлаждения внутренней поверхности центробежной отливки в эвтектоидном интервале температур, а именно – для получения литейной мелкопластинчатой перлитной структуры повышенной износостойкости в зоне верхнего бурта гильзы в 4...6 раз увеличивают интенсивность теплоотвода путем дифференцированной подачи жидкого хладагента. Металлическая матрица на рабочей поверхности гильзы состоит из сорбитообразного перлита, отдельных включений двойной фосфидной эвтектики, незначительных включений цемента и малых зерен феррита.

гильза цилиндра, чугун, центробежное литье, распределение графита, управляемое охлаждение, высокодисперсный перлит, износостойкость

Введение

Гильза блока цилиндров двигателей внутреннего сгорания является ресурсопределяющим элементом среди изнашиваемых деталей цилиндропоршневой группы. Наиболее важные параметры гильз достигаются использованием специальных высокотехнологичных видов производства, в том числе литейного [1, 2].

1. Формирование проблемы

В литейном комплексе ПО “Киев-трактородеталь” на центробежных установках с помощью системы принудительного охлаждения внутренней поверхности заготовок было отлито несколько опытных образцов гильз цилиндров различных типов двигателей, а именно – тракторных Д-240, СМД-60, СМД-18Н [3, 4].

В зависимости от массы заготовки время охлаждения изменялось от 25 с до 1 мин, а количество охлаждающей воды – от 0,5 до 1,5 кг на одну отливку. Варьируя массами воды, были отлиты гильзы цилиндров, имеющие твердость в районе ВМТ в пределах 200...250 НВ, а с высокой интенсивностью теплоотвода были получены заготовки с твердостью у верхнего бурта до 350 НВ (рис. 1).

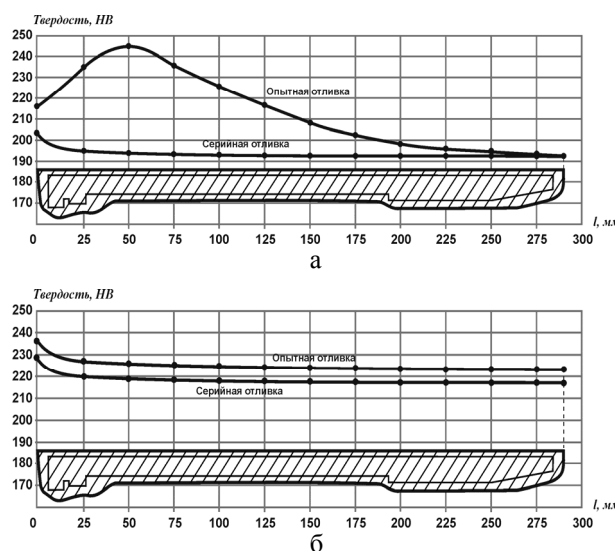


Рис. 1. Показания твердости отливки 60.01102-11 на: а – внутренней поверхности; б – наружной поверхности

2. Решение проблемы

Для исследования микроструктуры чугуна из отливок гильз цилиндров тракторных дизелей вырезались образцы размером 20 × 30 × 15 мм. Исследуемая плоскость шлифа соответствовала сечению отливки в районе ВМТ или составляла не менее 0,2 см². Сравнивались образцы из серийных отливок с твердостью 217 НВ и опытные образцы гильзы цилиндра с твердостью 285 НВ. Химический состав исследуемого чу-

гуна (% мас.): 3,23% C; 2,31% Si; 0,71% Mn; 0,48% Cr; 0,32% Cu; 0,19% Ni; 0,08% P; 0,05% S.

Металлографические исследования углерода в структуре чугуна проводились на микроскопе “Neophot”. Включения графита имеют пластинчатую прямолинейную либо средневихренную форму (ПГф1-ПГф2) (рис. 2). Размер графитовых включений на шлифах находится в пределах от 20 мкм до 150 мкм (ПГд25-ПГд180). На опытном образце наблюдается равномерное распределение графита по площади шлифа (ПГр1), в то время как на серийной отливке распределение графитовых включений неравномерное (ПГр2), местами заметны колонии скоплений пластинчатого графита (ПГр3). Площадь включений графита – в пределах 8...12%. В результате увеличения периода первичной графитизации и “приглушения” вторичной графитизации в опытных гильзах преобладают более укрупненные пластины графита и весьма незначительное количество точечных включений.

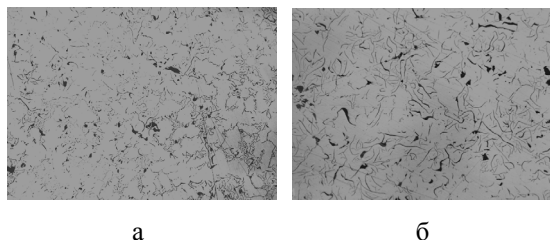


Рис. 2. Графитовые включения в чугуне:
а – заготовка без принудительного охлаждения, твердость 217 HB, $\times 100$;
б – заготовка с принудительным охлаждением, твердость 285 HB, $\times 100$

Исследовали металлическую основу в трех образцах гильз цилиндров Д-240. Первый образец был вырезан из гильзы, отлитой центробежным способом в теплоизолированный кокиль без принудительного охлаждения. Скорость охлаждения 0,3...1 °C/с. Твердость образца 217 HB. Охлаждение гильзы в эвтектоидном интервале температур, из которой был вырезан второй образец, проходило со скоростью 1...5 °C/с, за счет продувания ее сжатым воздухом. Твердость образца 241 HB. Третий обра-

зец вырезался из гильзы, подверженной принудительному охлаждению водой. Скорость охлаждения – 15...20 °C/с. Твердость образца 305 HB. Микроструктуры образцов представлены на рис. 3.

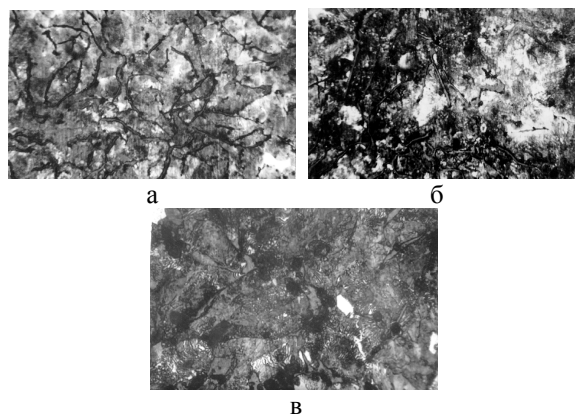


Рис. 3. Микроструктура серого чугуна (травление 4%-м раствором азотной кислоты в этиловом спирте) ($\times 400$):

а – естественное охлаждение отливки;
б – воздушное охлаждение отливки;
в – водяное охлаждение отливки

При увеличении скорости охлаждения в эвтектоидном интервале температур значительно уменьшается площадь феррита на поверхности шлифа. Если в серийных образцах феррит находится в виде включений, занимающих 6...10% площади микрошлифа (П92 (Ф8)), то на опытных образцах площадь, занятая отдельными разрозненными включениями феррита, не превышает: 4% – для гильз, охлаждаемых воздухом (П96 (Ф4)), и 1% – для гильз, подверженных водяному охлаждению (П (Ф0)), что положительно сказывается на прочностных и износостойких свойствах гильз.

Анализ степени перлитизации структуры чугуна на серийном и опытных образцах, проведенный с применением электронного микроскопа ($\times 1000$), показал, что повышение скорости охлаждения отливки в эвтектоидном интервале температур существенно повышает дисперсность перлита. Если на микрошлифе серийного образца расстояние между пластинками цементита находится в пределах 0,5...0,8 мкм (Пд0,5), то у образцов термообработан-

ных гильз цилиндров оно не превышает 0,3 мкм ($P_{д0,3}$), что играет важную роль в процессе улучшения антифрикционных качеств гильз цилиндров ДВС (рис. 4).

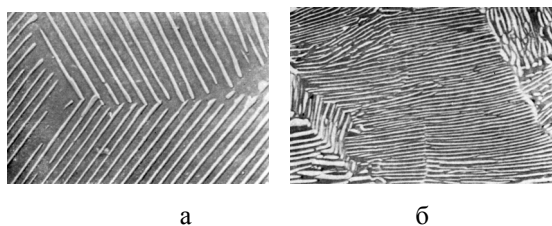


Рис. 4. Дисперсность перлита:
а – серийной и б – опытной отливок ($\times 1000$)

Фосфидная эвтектика, наблюдаемая на опытных шлифах, по своему строению идентична той, которую мы видим на серийном микрошлифе, т.е. она тройная мелкозернистая или игольчатая (ФЭЗ-ФЭ4). Распределение ее на всех образцах равномерное или в виде разорванной сетки (ФЭр1-ФЭр2). Однако на микрошлифе серийной гильзы цилиндра заметно увеличение площади наибольших включений фосфидной эвтектики – до 4000 мкм² (ФЭп6000), в то время как на опытных образцах она не превышает 2000 мкм² (ФЭп2000). Это не снижает износостойкость чугуна, т.к. в данном случае роль фосфидной эвтектики не столь существенна, как для фосфористого чугуна.

Анализ твердости упрочненных отливок на внутренней поверхности в районе верхней мертвой точки проводился на больших (от 100 шт.) партиях заготовок. Твердость на внутренней поверхности в районе ВМТ в упрочненных заготовках стабильно превышает на 30...50 НВ твердость серийных отливок.

Заключение

Стабильно получаемая микроструктура чугуна гильз, подверженных принудительному охлаждению в интервале температур перлитного превращения, характеризуется следующими параметрами:

- цементит в структуре чугуна отсутствует или его содержание минимально ($P_{ц2}$);

- пластинчатый перлит ($P_{т1}$) в металлической основе чугуна имеет максимально высокодисперсную структуру ($P_{д0,3}$);

- содержание феррита в структуре металла минимально ($P_{ф6}$ (Ф4)) или полностью отсутствует (П);

- графитовые включения равномерно распределены и имеют пластинчатую прямолинейную либо средnezавихренную форму ($ПГ_{10}$ – $ПГ_{ф1-2}$ – $ПГ_{р1-2-3}$ (до 10%) – $ПГ_{д25-180}$ (не более 150 мкм);

- фосфидная эвтектика в структуре металла тройная мелкозернистая, местами игольчатая; равномерно распределенная или в виде разорванной сетки; площадь включений ФЭп2000.

Литература

1. Абраменко Ю.В. Физико-химическая природа изнашивания чугунных гильз цилиндров ДВС // Двигателестроение. – 1984. – № 3. – С. 38-40
2. Триботехника. Трибомеханика. Триботехнологии: В 3 т. / Под общ. ред. М.В. Чернеца, Л.П. Клименко. – Т. 1. Механика трибоконтактного взаимодействия при скольжении. – Николаев: НГГУ, 2006. – 476 с.
3. Клименко Л.П. Повышение долговечности цилиндров ДВС на основе принципов переменной износостойкости / Под ред. В.В. Запорожца. – Николаев: НФ НаУКМА, 2001. – 294 с.
4. Андреев В.И., Клименко Л.П., Дыхта Л.М. Повышение ресурса автотракторных гильз цилиндров регулированием скорости охлаждения чугуна при центробежном литье // Проблемы трибологии. – Хмельницкий: ХНУ. – 2007. – № 3 (45). – С. 94-98.

Поступила в редакцию 22.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.С. Каиров, Николаевский государственный университет имени Петра Могила, Николаев.

УДК 533.9.07

А.Н. ДОВГАНЬ, В.П. КОЛЕСНИК

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

ФОРМИРОВАНИЕ АЛМАЗОПОДОБНЫХ ПОКРЫТИЙ ИМПУЛЬСНЫМИ ПОТОКАМИ ПЛАЗМЫ

В статье рассмотрены методы получения алмазоподобных покрытий. Проведен анализ вакуумных методов осаждения α -C-слоев и указаны преимущества импульсного вакуумно-дугового метода. Показано, что управление характеристиками разряда и, следовательно, свойствами осаждаемого алмазоподобного углерода реализуется с помощью разрядного контура формирующей линии. Описан температурный режим подложки при импульсном нанесении α -C-покрытий. Обоснован выбор импульсного ускорителя плазмы для технологических целей и необходимость разработки технологии синтеза алмаза и алмазоподобных структур.

импульсный плазменный ускоритель, α -C-покрытие, углеродная плазма, формирующая линия, алмазоподобный углерод, длительность импульса

Введение

В настоящее время алмаз является объектом пристального внимания. Данный материал имеет уникальное сочетание физико-механических характеристик: сверхвысокую прочность, предельно низкий коэффициент трения, высокую теплопроводность (в несколько раз превышающую теплопроводность меди), низкую электропроводность (на уровне лучших диэлектриков), высокий показатель преломления и прозрачности в широком диапазоне длин волн оптического излучения (вплоть до инфракрасного спектра). Свойства алмаза и алмазоподобных структур таят в себе широкие возможности применения в ряде таких областей науки и техники, развитие которых определяет ход технического прогресса в целом. Вместе с тем, применение подобных структур в промышленности определяется успехами в разработке технологии синтеза алмаза, поскольку использование природных кристаллов этого материала для создания покрытий на изделиях в большинстве случаев практически невозможно.

1. Методы получения алмазоподобного углерода

Классические методы синтеза алмаза в области его термодинамической стабильности с использова-

нием высоких статических давлений позволяют получать алмазы только в виде порошков различной зернистости (от долей микрометра до десятков и сотен микрометров) или поликристаллов размером до нескольких миллиметров. Это ограничивает применение синтезированных алмазов практически только лишь изготовлением различных типов режущих инструментов.

Успехи вакуумно-плазменной технологии позволили реализовать синтез алмаза в виде поликристаллических или аморфных тонкопленочных покрытий на протяженных твердых подложках в условиях метастабильности его структуры при давлении ниже атмосферного.

Из анализа литературных источников можно выделить два основных направления, касающихся синтеза алмазоподобного углерода (α -C:H) и осаждения покрытия на основе аморфного алмазоподобного углерода без примесей водорода (α -C) [1...5].

Покрытия первого типа образуются путем разложения газообразных углеводородов в тлеющем разряде (постоянного тока, ВЧ, СВЧ) и содержат до 38 ат. % водорода [5]. Покрытия α -C:H типа, в основном, используются в оптике в качестве защитных и просветляющих слоев, а также для создания

накопителей информации, наземных солнечных батарей, ИК-окон, в электронике в качестве масок для фотолитографии. Современные технологии позволяют осаждать $\alpha-C:H$ на достаточно большие площади и на объекты сложной формы. Дальнейшему расширению областей практического применения $\alpha-C:H$ -покрытий препятствуют их сравнительно невысокая микротвердость (не более 30 ГПа) и низкая термическая стойкость (не выше 400 °C) [1].

По этим показателям и ряду других характеристик значительными преимуществами обладают ($\alpha-C$)-пленки, не содержащие водорода. Такие пленки по механическим свойствам приближаются к алмазу. Среди вакуумных методов нанесения алмазоподобных покрытий можно выделить следующие методы:

- осаждения потоков нейтральных атомов углерода, получаемых катодным распылением графитовой мишени [2...4];
- осаждение углеродной плазмы, создаваемой при лазерном испарении графитовой мишени [1];
- осаждение потоков углеродной плазмы, генерируемой вакуумно-дуговым источником с графитовым катодом [1, 3...7].

Метод катодного распыления широко применяется для формирования алмазоподобных покрытий. Поток осаждаемого материала получается путем распыления графитовой мишени [1...4]. Серьезным недостатком перечисленных методов является низкая скорость осаждения (0,1...0,3 нм/мин), объясняющаяся малым коэффициентом распыления углерода и невысокими значениями плотности ионного потока, характерными для указанных схем распыления, за исключением магнетронного. Получаемые пленки отличаются невысокими макрохарактеристиками: плотность 1,8...2,1 г/см³, микротвердость 10...25 ГПа. Пленки загрязнены примесями кислорода, водорода, аргона, что приводит к невоспроизводимости их электрических свойств. Исклю-

чением являются покрытия, полученные при использовании высоковакуумного оборудования, которое обеспечивает остаточный вакуум на уровне $10^{-9} - 10^{-10}$ Торр.

Осаждение углеродной плазмы, создаваемой при лазерном испарении графитовой мишени, происходит за счет образования высокоскоростного потока материала эродирующей поверхности.

Более высокая фокусировка лазерного пятна на мишени позволяет увеличить энергию частиц углеродной плазмы без использования отрицательного смещения на подложке или дополнительных несамостоятельных электрических разрядов. Это объясняется увеличением кинетической энергии ионов углерода с ростом удельной мощности в лазерном пятне. Но при этом давление паров материала катода не должно превышать давления насыщенного пара над испаряемой мишенью. Средняя скорость осаждения АПП составляла 0,3...0,5 мкм/ч на диаметре в несколько сантиметров [1].

Лазерное испарение можно использовать только для мелкомасштабного производства АПП из-за не высоких скорости осаждения покрытия и КПД лазеров (не более 3%).

Стационарный разряд обеспечивает генерирование высокоионизированной плазмы с энергией ионов порядка десятков электрон-вольт. Величина ионного тока, экстрагируемого из плазмы разряда, достигает 10% от тока дуги [1]. Так, например, при токе дуги 100 А ионный ток на подложку составляет 8...10 А.

Скорость осаждения составляла 305 мкм/ч, плотность и микротвердость составляла 2,9 г/см³ и 100 ГПа соответственно. Недостатком стационарной вакуумной дуги с графитовым катодом является большое количество макрочастиц графита, загрязняющих поверхность конденсата и приводящих к образованию проколов и наростов и других дефектов на поверхности АПП. Такие покрытия не могут быть использованы в оптике, микроэлектронике,

точной механике, медицине и в других отраслях высоких технологий.

Первые эксперименты по синтезу АПП вакуумно-дуговым методом показали его преимущество перед другими технологиями по многим показателям и, в том числе, многократное превосходство по скорости осаждения покрытий [1]. Однако полученные новым методом пленки имели очень большое количество грубых дефектов, обусловленных потоком макрочастиц на подложку. Плотность дефектов была столь велика, что возникало сомнение в целесообразности практического применения вакуумно-дугового разряда для получения АПП. Кардинальное решение проблемы стало возможным с появлением магнитных фильтров (сепараторов) – устройств для очистки эрозионной плазмы вакуумной дуги от микрочастиц катодного материала. Применяются фильтры с криволинейным плазмоводом, изогнутым в виде четверти тора, а также S-образным и Ω -образным плазмоводами.

Вакуумно-дуговые источники плазмы, оснащенные фильтрующими системами с криволинейными плазмоводами, пользуются широкой популярностью в технике осаждения АПП. С помощью таких источников при формировании АПП получена максимальная скорость осаждения 5 нм/с. АПП полученные таким методом обладают свойствами, близкими к свойствам алмаза: их плотность составляет 3,3...3,4 г/см³, микротвердость – до 180 ГПа, электросопротивление – до 10¹⁰ Ом·см, концентрация тетраэдрических связей – до 85 %, коэффициент трения в широком диапазоне скоростей скольжения на воздухе и вакууме составляет 0.04...0.1, износостойкость близка к износостойкости алмаза [1].

Формирование покрытий с применением импульсного дугового разряда в вакууме помимо основного преимущества, которое связано с пониженным содержанием макрочастиц в генерируемой плазме (по сравнению с дугой постоянного тока) имеет ряд других достоинств. В источниках с им-

пульсным разрядом практически не существует проблемы удержания катодного пятна на рабочей поверхности катода. Подбором амплитуды и скважности импульсов легко регулируется величина среднего тока разряда, которым, в свою очередь, определяется скорость осаждения конденсата и тепловая нагрузка на подложку. Очевидно, что при этом снимается принципиальное ограничение снизу на величину этой нагрузки (в отличие от случая стационарной дуги, которая не может существовать при токах ниже определенного уровня). Величиной разрядного тока можно в достаточно широких пределах управлять энергией ионов углерода в генерируемых потоках плазмы. Это дает возможность обойтись без достаточно сложной системы подачи отрицательного смещения на подложку. В совокупности эти устройства позволяют перекрыть диапазон разрядных токов от 100...200 А до 5000 А в импульсе длительностью от 2 мкс до 1000 мкс.

Свойства получаемых углеродных покрытий в зависимости от мощности, вкладываемой в импульс и от других параметров процесса, можно регулировать в широких пределах: микротвердость – от 40 до 150 ГПа, плотность – от 2,4 до 3,4 г/см³, удельное сопротивление – от 10³ до 10¹⁰ Ом·см, концентрация sp³-связей – от 15 до 70 %, размер ОКР – от 0,6 до 0,8 нм [1].

2. Управление параметрами импульсного вакуумного дугового разряда

При решении задач конкретного использования импульсных плазменных ускорителей в различных областях науки и техники, значение имеет форма тока, его амплитуда и длительность разряда. С целью эффективного регулирования указанных параметров используют формирующие линии, состоящие из различного количества rlc или rl -звеньев [8].

Для образования алмазоподобных структур из углеродной плазмы необходимо обеспечить условия для преобразования такого типа. Образование АПП

возможно под воздействием ионов с энергиями в довольно широком диапазоне от 10 эВ до 2 кэВ, а пленки алмазоподобной структуры α -C типа образуются преимущественно при энергиях от 10 до 300 эВ [9].

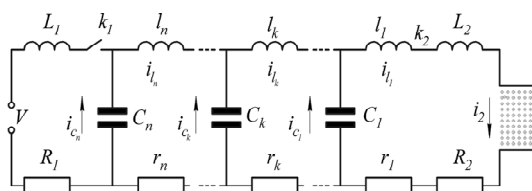


Рис. 1. Эквивалентная электрическая схема разрядного контура с емкостной формирующей линией

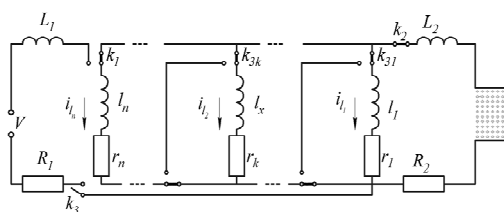


Рис. 2. Эквивалентная электрическая схема разрядного контура с индуктивной формирующей линией

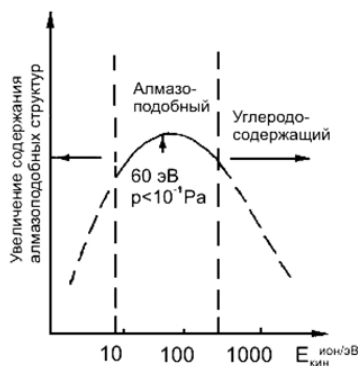


Рис. 3. Зависимость структуры пленки от кинетической энергии ионов

Формирующая линия позволяет получить разряд аperiodической формы, который обеспечивает преимущественно эрозию центрального электрода, что дает возможность осаждать покрытия требуемой структуры и состава, а также увеличить энергетический КПД генератора углеродной плазмы.

Нанесение покрытия на подложки осаждением из плазмы сопровождается рядом эффектов, которые оказывают определяющее воздействие на свой-

ства системы покрытие – подложка. Одним из основных эффектов является нагрев подложки.

Увеличение температуры подложки в процессе нанесения покрытия может способствовать: получению изделия с требуемыми свойствами, не оказывать влияния на их свойства, ухудшать свойства покрытия, либо приводить к невозможности получения желаемых результатов. На начальных стадиях процесса нанесения покрытия, увеличение температуры подложки способствует увеличению адгезии и образованию необходимой структуры покрытия, затем, при определенной температуре для каждого материала подложки может происходить полная потеря свойств покрываемых изделий. Существует ограничение температуры поверхности изделия, вызванное возможными изменениями структуры покрытия.

Ограничение величины плотности теплового потока на подложку при использовании методов вакуумного испарения, катодного распыления и других, приводит к снижению производительности. Кроме того, ограничение величины плотности теплового потока в описанных системах, вызывает уменьшение энергии частиц в потоке, что отрицательно сказывается на условия формирования переходного слоя.

Одним из способов устранения этих недостатков является дозированная подача теплового потока (массы) на покрываемую поверхность. Осуществление такого способа возможно при помощи импульсного плазменного ускорителя (ИПУ). ИПУ позволяет создавать потоки вещества покрытия со сколь угодно малой средней во времени плотностью теплового потока, однако в импульсе величина энергии частиц вполне достаточна для создания требуемых структур на поверхности подложки.

Температурный режим подложки в этом случае определяется соотношением времени импульса и паузы (частотой), длительностью импульса, его формой, величиной плотности теплового потока и

теплофизическими свойствами материала подложки. За время импульса подложка нагревается до определенной температуры, зависящей от плотности теплового потока и от свойств подложки, а в течение паузы происходит сброс тепла в окружающее пространство.

Рассчитывая параметры формирующей линии, соответственно задавая длительность импульса, частоту его исследования, среднюю плотность теплового потока, можно добиться такого положения, что температура поверхности подложки будет поддерживаться на заданном уровне. Это позволяет наносить покрытия на материалы с низкой температурой фазовых переходов.

Заключение

В настоящее время применение алмазоподобных покрытий востребовано в различных областях науки и техники, что требует дополнительных исследований, как по применению α -C-структур, так и по разработке технологии их получения.

Анализ литературных источников показывает, что вакуумные методы осаждения позволяют получать α -C-покрытия, физико-механические характеристики которых близки к свойствам алмаза.

Импульсные вакуумно-дуговые источники плазмы позволяют в широких пределах управлять параметрами потока плазмы и, следовательно, характеристиками осаждаемых α -C-структур. Данный метод позволяет решить ряд задач по осаждению алмазоподобных структур, которые принципиально невозможно решить другими методами.

Литература

1. Аксенов И. И., Стрельницкий В. Е. Синтез безводородных пленок алмазоподобного углерода // 12th International Symposium. Thin Films in Electronics. – 2004. – Раздел II. – С. 96-104.

2. Аксенов И.И., Стрельницкий В. Е. Покрытия, полученные конденсацией плазменных потоков в вакууме // УФЖ. – 1979. – Т. 24, № 4. – С. 515-525.

3. Высокоэффективный источник чистой углеродной плазмы / И.И. Аксенов, В. Е. Стрельницкий, В. Г. Падалка, С. И. Вакула, В. М. Хороших // ЖТФ. – 1980. – Т. 50, № 9. – С. 2000-2004.

4. Mazircovic Z., Roy R. // Carbon. – 1976. – Vol. 14. – P. 416.

5. Сравнительная оценка некоторых характеристик а-C и а-C:H покрытий / Е.К. Севидова, Л.И. Пупань, Ю.Я. Волков, В.Е. Стрельницкий, А.И. Тимошенко // Тр. 12-го Междунар. симп. :Тонкие пленки в электронике. – Х.: ИПЦ «Контраст». – Апрель 2001. – С. 192-194.

6. Anderson L.P., Berg S., Nortstrem H. et. al. // Thin Solid Films. – 1976. – Vol. 63. – P. 155.

7. Стрельницкий В.Е., Падалка В.Г., Вакула С.И. Некоторые свойства алмазоподобных пленок, полученных при конденсации потока углеродной плазмы в условиях использования ВЧ-потенциала // ЖТФ. – 1978. – Т. 48, № 2. – С. 377-381.

8. Импульсные плазменные ускорители: Учеб. пособие / В.В. Александров, Н.В. Белан, Н.П. Козлов, Н.А. Маштылев, Г.А. Попов, Ю.С. Протасов, В.И. Хвесюк. – Х.: ХАИ, 1983. – 247 с.

9. Методы изготовления и свойства твердых прозрачных углеродных пленок / К. Бевилогуа, Х. Эрлер, Х. Ширер, Х. Вайссмантель, Б. Винде // Взаимодействие атомных частиц с твердым телом: материалы V Всесоюз. конф. – Минск. – 1978. – Ч. 3 – С. 157-162.

Поступила в редакцию 5.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Бастеев, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 621.452.3

В.А. ПАНАСЕНКО¹, А.Я. КАЧАН², С.В. МОЗГОВОЙ¹, Г.В. КАРАСЬ¹¹ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина²Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина

ВЫСОКОТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ОБРАБОТКИ ДИСКОВ ГТД ИЗ ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ НА ОБРАБАТЫВАЮЩИХ ЦЕНТРАХ

Рассмотрена обработка сложнофасонных поверхностей дисков ГТД из жаропрочных сплавов на современном металлообрабатывающем оборудовании с применением достижений инструментального производства. Описаны примеры применения 3-х координатных станков с ЧПУ для обработки деталей авиационных двигателей. На основе производственных испытаний предлагается решение технологических задач при обработке типовых мест дисков ГТД на высокоскоростных фрезерных центрах. При этом особое внимание уделено комплексной обработке и оптимизации режимов резания для деталей из труднообрабатываемых сплавов. Для проектирования фрезерной обработки рассмотрена система геометрического моделирования и программирования GeMMA-3D, позволившая существенно сократить сроки подготовки управляющих программ.

диск, жаропрочный сплав, высокоскоростной фрезерный центр, твердосплавные пластины

Введение

Высокотехнологичное производство деталей ГТД обуславливает принятие и реализацию новых технологических решений для достижения результата с максимальной эффективностью. Одним из перспективных технологических решений является использование современного высокопроизводительного оборудования и режущего инструмента, оснащённого сменными твердосплавными пластинами с высокими режущими свойствами. На ОАО «Мотор Сич» активно внедряются высокопроизводительное оборудование и современный режущий инструмент.

Цель работы. Практическое решение технологических задач при обработке дисков ГТД из жаропрочных сплавов на высокоскоростных фрезерных центрах с ЧПУ. Определение оптимальных режимов комплексной обработки дисков из труднообрабатываемых сплавов.

Содержание и результаты исследования

Обработка дисков ГТД выполняется с применением 3-х координатных обрабатывающих центров с ЧПУ. В условиях современного производства кон-

турное фрезерование на станках с ЧПУ является одним из распространённых операций механической обработки. Применение числового программного управления и его современные возможности позволяют оптимизировать процесс резания методом гибкого регулирования подачи и скорости резания в процессе работы станка.

Обработка дисков из жаропрочных сплавов на фрезерных обрабатывающих центрах с ЧПУ связана с низкой обрабатываемостью материала, что обусловлено их высокими физико-механическими свойствами. Жаропрочные сплавы можно классифицировать в зависимости от сочетания их физико-механических свойств: высокая твёрдость и прочность материалов; низкая теплопроводность в сочетании с высокой прочностью. Стружкообразование при обработке жаропрочных сплавов сопровождается интенсивными упругими, пластическими деформациями и тепловыми явлениями.

Происходит также и интенсивное трение с инструментальным материалом, которое одновременно с большим давлением и высокой температурой в зоне контакта воздействует на режущую кромку инструмента. Тепловые потоки в зоне контакта вызывают

возникновение градиента напряжений и температур, что инициирует протекание диффузии, адгезии, электрических и магнитных явлений. Эти явления оказывают существенное влияние на работоспособность режущего инструмента, и в первую очередь, на его стойкость.

Стойкость инструмента неразрывно связана с качеством обработанной поверхности детали.

Высокие требования к обеспечению жёсткости системы СПИД обуславливают тщательный подход к выбору оборудования и инструмента. Технологический процесс комплексной фрезерной обработки диска (рис. 1) включает операции сверления и контурного фрезерования ступицы колеса.

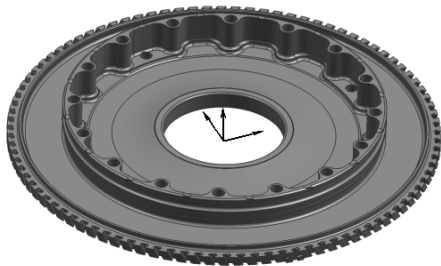


Рис. 1. Математическая модель диска КВД заднего лабиринта ГТД

Диск КВД выполнен из жаропрочного сплава ЭИ698-ВД (ХН73МБТЮ-ВБ). По сравнению с таким известным сплавом как ЭИ-437Б (ХН77ТЮР-ВД) рассматриваемый сплав является более прочным, а коэффициент обрабатываемости его ниже указанного сплава. Так, если при точении сплава ЭИ-437Б пластинкой ВК10ХОМ коэффициент обрабатываемости по данным НИАТа составляет $K_v = 0,32$, то для сплава ЭИ698-ВД он составляет $K_v = 0,14$.

Фрезерование ступицы дисков осуществлялось на станке МА-655 фрезами из быстрорежущей стали Р18. Стойкость фрез при этом составляла $T_{ст} = 10...15$ мин. Для обеспечения высокой стойкости инструмента и стабильности процесса резания, а также соблюдения всех технологических и конструкторских параметров при одновременном сокращении цикла обработки необходимо было вы-

брать оптимальный режущий материал. Обработка диска проводилась на 3-х координатном фрезерном центре фирмы HURON K2X20 со стойкой Sinumerik-840D (рис. 2). Конструкция станка содержит фиксированный портал, расположенный над станиной, и подвижный стол (ось X) размерами 120031000 мм. Выдвигающийся суппорт (ось Z) имеет встроенный электрошпиндель. Станок позволяет вести высокопроизводительную обработку в диапазоне от 100 до 18000 об/мин с обеспечением точных размеров, благодаря своей жёсткой конструкции. Магазин инструментов имеет 20 позиций, что расширяет технологические возможности станка. Инструмент устанавливается в базовые модули HSK-63A. После обработки на станке K2X20 фрезой из сплава Н10F (SANDVIK) шероховатость и точность обработанных поверхностей диска не соответствовали требованиям чертежа.



Рис. 2. Фрезерный 3-х координатный обрабатывающий центр K2X20

По результатам экспериментальных работ был подобран режущий материал для чернового и чистового фрезерования. Черновое фрезерование выполнялось 2-х зубой фрезой диаметром 20 мм Sogo Mil 390 R390-020B20-11M (SANDVIK) (рис. 3) с механическим креплением твердосплавных пластин R390-11T316E-MM (рис. 4). Материал пластин – твёрдый сплав GC2015 и GC2030.

Обработка детали по высоте проводилась за пять уровней на режимах: $n = 380$ об/мин и $F = 50$ мм/мин.

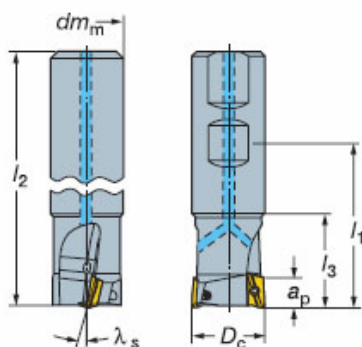


Рис. 3. Концевая фреза Coro Mill 390

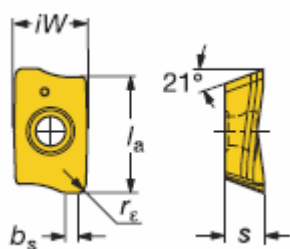


Рис. 4. Пластины для фрез Coro Mil 390

При этом оставлялся припуск на сторону – 0,2 мм, и по дну – 0,5 мм. За счёт применения указанных режущих пластин улучшилось качество предварительно обработанной поверхности, а машинное время чернового фрезерования снизилось в 2 раза относительно существующего при значительном увеличении стойкости инструмента.

В условиях производства при фрезеровании дисков из жаропрочного сплава также была испытана цельная твердосплавная фреза диаметром 20 мм EC200B38-4C20R1.5 фирмы ISCAR (рис. 5). Фреза выполнена из твёрдого сплава IC908. Геометрия фрезы: $z = 4$, длина режущей части 38 мм, общая длина 92 мм, угол винтовой линии 45° , $R = 1,5$ мм. Обработка велась на режимах: $n = 300$ об/мин, $t = 3$ мм, $F = 60$ мм/мин. Стойкость фрезы составила 210 мин. Машинное время обработки детали сократилось почти в 3 раза. Таким образом, одна фреза обрабатывала 2 – 3 детали.

Для чистового фрезерования была испытана и применена 5-ти зубая концевая твердосплавная фреза диаметром 15 мм и радиусом при зубе 2,5 мм из твёрдого сплава KFC K44 EF (KONRAD CAR-

BIDE). Физико-механические свойства твёрдого сплава приведены в табл. 1. Фреза была изготовлена на 5-ти координатном заточном станке фирмы JUNGGER.

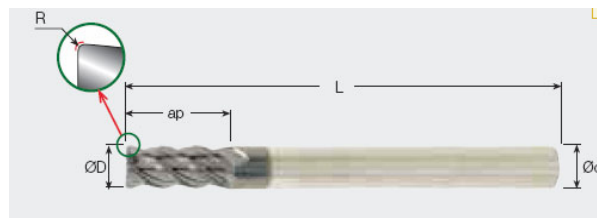


Рис. 5. Фреза EC200B38-4C20R1.5 фирмы ISCAR

Таблица 1
Физико-механические свойства твёрдого сплава
KFC K44 EF (KONRAD CARBIDE)

Процент содержания кобальта, Co, %	Твёрдость		Предел прочности при изгибе, МПа	Размер зерна, мкм
	HV, МПа	HRA		
12,0	1680	92,5	≥ 4000	0,5

Чистовое фрезерование проводилось по контуру детали с использованием коррекции на радиус инструмента (рис. 6). Обработка проводилась с подачей СОТС. Повышение производительности процесса резания было достигнуто за счёт рационального использования возможностей применяемых концевых фрез, назначением соответствующих подач для конкретных участков обрабатываемой поверхности, что обеспечило постоянную величину напряжений в режущем инструменте, погрешность обработки и другие заданные условия. Используя возможности программирования стойки Sinumerik-840D, осуществлялся автоматический пересчёт подачи при круговой интерполяции для центра инструмента, выдерживая постоянной рабочую подачу на режущей кромке фрезы. Благодаря этому, существенно повысилась точность и производительность механической обработки, стабильность геометрических размеров, что положительно отразилось на качестве сборки изделия. Снизилось влияние человеческого фактора в сложном технологическом процессе изго-

товления дорогостоящих и ответственных деталей ГТД.

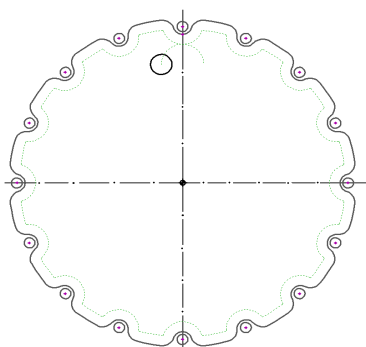
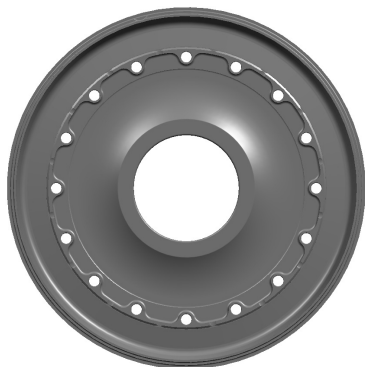


Рис. 6. Проектирование фрезерования в системе GeMMa-3D

При проектировании фрезерной обработки использовалась система геометрического моделирования и программирования GeMMa-3D, которая позволила существенно сократить сроки подготовки управляющих программ.

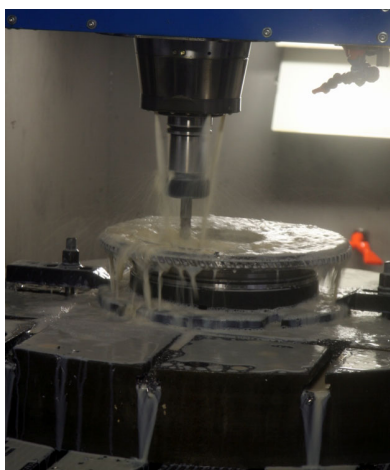


Рис. 7. Чистовое фрезерование диска на станке K2X20

При чистовом фрезеровании (рис. 7) наилучшие результаты были достигнуты при следующих режи-

мах обработки: $V = 17$ м/мин; $F = 30$ мм/мин; $n = 360$ об/мин.

Полученные результаты исследования процесса обработки жаропрочных сплавов подтвердили активное проявление адгезионных процессов по задней и передней поверхности режущих пластин. Эти процессы оказывают наибольшее влияние на фактическую стойкость режущего инструмента. Результаты сравнительных испытаний стойкости инструмента из различных материалов приведены в табл. 2.

Таблица 2
Результаты сравнительных испытаний фрез из различных материалов

Наименование параметра	Марка твёрдого сплава		
	P18	H10F (SANDVIK)	AF K44 EF (KONRAD CARBID)
Качество обработанной поверхности, R_a , мкм	1–1,6	0,7–0,9	0,6–0,7
Износ режущей кромки, мм	0,3–0,6	0,1–0,3	0,1–0,2
Стойкость T , мин	15–20	10–15	120–160

Главными оценивающими параметрами инструмента явились степень износостойкости и способность фрезы обеспечивать требуемые параметры обработки. При этом критерием отбора явилась устойчивость процесса резания, стабильный стружкоотвод и высокое качество поверхности (рис. 8).



Рис. 8. Диски, обработанные фрезами из сплава AF K44 EF

Наряду с рассмотренным станком для выполнения фрезерных и сверлильных операций успешно применяется 3-х координатный обрабатывающий центр PICOMAX-95 с системой управления HEIDENHAIN iTNC 530 (рис. 9).

Станок снабжён моторшпинделем и отличается повышенной жёсткостью станины, высокими скоростями перемещений исполнительных органов и высокой точностью позиционирования шпинделя. Размеры стола станка 1600х3550 мм позволяют обрабатывать крупногабаритные детали. Конструкция станка имеет расширенную рабочую зону по оси «Z», что даёт возможность устанавливать и обрабатывать детали высотой до 600 мм.



Рис. 9. Фрезерный 3-х координатный обрабатывающий центр PICOMAX-95

На станке установлен моторшпиндель с диапазоном частоты вращения $n = 50-20000$ об/мин (рис. 10). Магазин инструментов рассчитан на 46 инструментов с базовыми держателями по HSK-63A. Высокие скорости холостых перемещений исполнительных механизмов станка позволили значительно сократить машинное время обработки.

Ранее сверление отверстий в дисках из жаропрочных сплавов представляло сложную технологическую задачу, обусловленную труднообрабатываемостью материала, необходимостью обеспечения точности взаимного расположения отверстий и требуемой шероховатости поверхности.

Погрешность взаимного расположения отверстий диаметром $10,35 + 0,07$ на диаметре 250 мм составляет 0,03 мм.

Сверление сквозных отверстий диаметром 10,35 мм и глубиной 20 мм в ступице диска из титанового сплава BT8 заключается в методе постепенного приближения к размерам готового отверстия. Технологический процесс образования отверстий включает следующие технологические переходы:

- центрирование;
- сверление отверстие сверлом диаметром 9,5 мм с подачей $F = 6 - 10$ мм/мин и $n = 180$ об/мин;
- расфрезеровка отверстий фрезой диаметром 10 мм для придания перпендикулярности оси отверстия;
- окончательное расстачивание отверстий, используя последовательно две расточные головки диаметром 10,15 мм и диаметром 10,35 мм фирмы SANDVIK (рис. 11).



Рис. 10. Моторшпиндель станка PICOMAX-95



Рис. 11. Высокоточная расточная оснастка фирмы SANDVIK

Микрорезцы изготовлены с механическим креплением пластин.

Пластины выполнены из твёрдого сплава GC1015, GC1020, GC1025. Резцы крепятся в расточные балансируемые базовые модули HSK-63A. За счёт возможности радиального смещения инструмента внутри блока производилась настройка на растачиваемый диаметр.

При настройке использовался микроскоп ZOLLER (рис. 12). Изображение режущей кромки инструмента формировалось оптически с помощью телевизионной камеры и передавалось на монитор, а оцифровка осуществлялась лазерным длинномером относительно геометрической оси вращения инструмента с точностью до 0,001 мм.

Точная настройка резцов осуществлялась микрометрическими винтами.



Рис. 12. Микроскоп ZOLLER для настройки осевого инструмента

Для работы на современных фрезерных станках с высокооборотными шпинделями необходима динамическая балансировка инструментов и держателей. Центробежные силы несбалансированных держателей увеличивают нагрузку на подшипниковый узел шпинделя и снижают качество обработки деталей – точность операционных размеров и шероховатость обрабатываемой поверхности.

Для получения наилучших результатов после установки инструмента в инструментальный блок проводили его балансировку на балансировочном станке фирмы SHUNK (рис. 13).



Рис. 13. Балансировочный станок ACURO для балансировки инструмента

В процессе балансировки (рис. 14) компенсировались несимметричное распределение массы ротора. Компенсация дисбаланса выполнялась при помощи встроенных или спаренных балансировочных колец в строго определённом месте оправки.

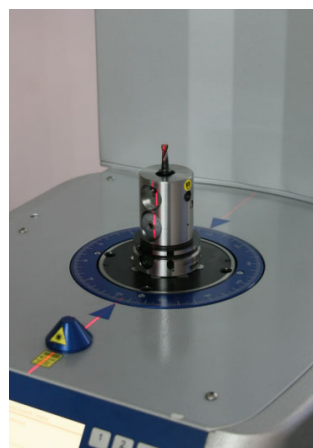


Рис. 14. Динамическая балансировка инструмента

Для балансировки инструментальных державок и инструмента также применялись балансировочные кольца под различные диаметры цилиндрических оправок.

Точность балансировки задавалось критерием "G". Максимальный дисбаланс не превышал 2,5G.

Если результат начального дисбаланса требовалось улучшить, то функции цикла балансировки снова активизировались до получения приемлемого результата.

Заключение

Высокие технологии и успешная эксплуатация высокоскоростного оборудования с применением современной инструментальной оснастки позволяет получать качественно новые характеристики деталей.

Исследования, проведенные в производственных условиях, показывают широкие возможности в расширении номенклатуры обрабатываемых деталей из жаропрочных сплавов на высокоскоростном оборудовании.

Рассмотренные особенности технологии обработки дисков ГТД из жаропрочных сплавов могут быть использованы при дальнейших исследованиях в области обработки авиационных деталей для технологического обеспечения высокого качества и надежности авиационных двигателей.

Список литературы

1. Панасенко В.А., Петров С.А., Мозговой С.В., Карась Г.В. Особенности обработки дета-

лей авиационных ГТД на станках с ЧПУ // Вестник двигателестроения. – 2005. – № 1. – С. 138-144.

2. Макаров А.Д., Мухин В.С., Шустер Л.Ш.. Износ инструмента, качество и долговечность деталей из авиационных материалов: Учебное пособие. – Уфа, 1994. – 368 с.

3. Левин М.Ю., Лобанов В.М., Гринберг П.Б. Прочность твердосплавных пластин для черновой обработки жаропрочных сплавов // Станки и инструмент. – 1990. – № 12. – С. 30-31.

4. Шатерин М.А., Ермолаев М.А., Самойленко В.Д. Силы и контактные нагрузки, действующие на заднюю поверхность режущего инструмента // Станки и инструмент. – 1988. – № 3 – С. 28-30.

5. Кушнер В.С., Левин М.Ю., Гринберг П.Б., Лобанов В.М. Оптимизация по критерию прочности формы режущих пластин для чернового точения труднообрабатываемых материалов // Авиационная промышленность. – 1991. – № 6. – С. 28-30.

Поступила в редакцию 22.05.2008

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. А.И. Долматов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков; канд. техн. наук, ст. науч. сотр. В.М. Мигунов, ОАО "Мотор Сич", Запорожье.

УДК 621.37/39:534

Я.А. КУМЧЕНКО

Научно-производственное предприятие «КАШТУЛ», Днепропетровск, Украина

СИЛА БЬЕРКНЕСА-УМОВА-ЛЕБЕДЕВА (БУЛ) В РЕЗОНАТОРНО-РЕЗОНАНСНОМ МЕХАНИЗМЕ ОЧИСТКИ УГЛЕВОДОРОДНЫХ И БИОТОПЛИВ ОТ ВРЕДНЫХ ПРИМЕСЕЙ

В рамках предложенного и развитого автором резонаторно-резонансного механизма силовых взаимодействий различных иерархических уровней предложен ультразвуковой метод очистки углеводородных и биотоплив от вредных примесей в газообразном, жидком и твердом состоянии. При этом очистка производится перед заправкой топливом ДВС, ГТУ и ЖРД. Определены режимы работы ультразвуковых генераторов, при которых и реализуется процесс очистки от примесей, отрицательно сказывающихся на работе теплоэнергетической установки. При этом силы взаимодействия между примесями описываются согласно закону $1/l^2$ и названы силами Бьеркнеса-Умова-Лебедева в честь их первооткрывателей.

сила Бьеркнеса-Умова-Лебедева, очистка топлив, вредные примеси, резонаторно-резонансный механизм, ультразвуковой генератор

Введение

Различного рода примеси оказывают вредное влияние на работу не только камеры сгорания, но и всей установки в целом.

Газообразные включения в топливе приводят к кавитации при работе турбонасосного агрегата (ТНА) для ЖРД и при подаче жидких топлив в самолетных двигателях, ГТУ и ДВС.

Примеси в жидком состоянии уменьшают теплопроводную способность теплоагрегата, что снижает его энергоэффективность. Кроме того, наличие в горючем, например, воды, может отрицательно сказаться на работе всех агрегатов в зимнее время или при изменении температуры окружающей среды с жаркой на холодную, например, за время перелета самолета. Заманчивым в этом случае является выделение глицерина из биотоплив без использования химических процессов.

Твердые примеси могут привести к эрозии внутренних стенок топливоподающего тракта, лопаток центробежных насосов, закоксовыванию форсунок.

1. Аналитический обзор и постановка задачи. Сила Бьеркнеса- Умова-Лебедева (БУЛ)

Вопрос ультразвуковой обработки аэрозолей широко освещен в печати, опубликовано много об-

зорных статей на эту тему. Однако анализировать экспериментальный и частично теоретический материал по озвучиванию аэрозолей мы не будем только по той причине, что в нем не вполне выявлена природа силовых взаимодействий между аэрозольными частицами.

По авторитетному мнению многих исследователей, в том числе и, по мнению автора этой работы, приоритет по ее объяснению всецело принадлежит русским ученым Н.А.Умову (1873г.) [1], П.Н.Лебедеву (1897г.) [2] и норвежскому исследователю Ф.Бьеркнесу (1891г.) [3].

Средняя по времени сила взаимодействия между двумя пульсирующими в жидкости сферами по Бьеркнесу равна

$$F = (\rho\Omega_1)(\rho\Omega_2) \cos \psi / 4\pi r l^2, \quad (1)$$

где ρ – плотность среды; $\Omega = 4\pi r^2 V$ – объемная скорость пульсирующего пузырька; r – его радиус; l – расстояние между ними; ψ – разность фаз колебаний сфер.

Скорость колебания поверхности сферы, пульсирующей под действием акустического давления P с круговой частотой ω

$$V = P / \omega \rho r (\omega_{рез}^2 / \omega^2 - 1)^2 + \eta^2)^{1/2}, \quad (2)$$

где $\omega_{рез}$ – резонансная частота пузырька; ω – частота возбуждения; η – декремент затухания волновой энергии поля.

Зададимся вопросом: а что будет с жесткими сферами, находящимися в осциллирующем потоке жидкости или газа? Отметим, что именно Н.Е. Жуковский впервые заметил аналогию между силой Бьеркнеса для двух взаимодействующих пульсирующих сфер, находящихся в жидкости, и двух жестких сфер, находящихся в пульсирующем потоке жидкости или газа. При этом, как считает автор данной работы, в обмене волновой энергией между жесткими шарами принимает участие так называемая присоединенная масса жидкости.

Отдавая дань заслуженного уважения упомянутому выше ученому, назовем силу взаимодействия между двумя пульсирующими сферами и жесткими шарами в пульсирующем потоке силой Бьеркнеса-Умова-Лебедева (БУЛ).

Считаю, что автор этих строк имеет право такого предложения, т.к. им впервые была детально изучена природа таких силовых взаимодействий при обмене волновой энергией между частицами-резонаторами и наложенным силовым полем волнового характера [4].

В этой работе им достигнуты следующие результаты:

1. Акустическая потенциальная яма формируется в зависимости от режимов пульсаций частиц-излучателей газообразной, жидкой или твердой фазы:

1.1. Усиление колебаний приводит к отталкиванию между источником и резонатором-микрочастицей.

1.2. Ослабление колебаний приводит к притяжению между источником и резонатором с возбужденными колебаниями.

1.3. В случае резонанса силовое взаимодействие отсутствует.

2. Процесс притяжения и отталкивания корректнее рассматривать не на языке сил, а с точки зрения близкодействия, на языке потенциальной энергии, которая локализована в пространстве, окружающем аэрозольные частицы-излучатели, и которая всецело зависит от его физических свойств.

Учитывая (1), (2) и результаты работы [5], получаем для сил БУЛ

$$F = r_1 r_2 P^2 \cos \psi / \omega^2 \rho l^2 \cdot \{[(\omega_{рез1}^2 / \omega^2 - 1)^2 + \eta_1^2] \times \times [(\omega_{рез2}^2 / \omega^2 - 1)^2 + \eta_2^2]\}^{1/2}, \quad (3)$$

где индексы 1 и 2 относятся к первому и второму пузырькам-резонаторам.

В случае если звуковое поле имеет несколько частотных компонент, необходимо просуммировать действие каждой и них в отдельности.

В работе [5] по результатам обработки кинематических данных получена экспериментальная зависимость между уменьшением l (сближением частиц) и временем озвучивания, которая имеет вид:

$$l^{3/2} = B(C - t), \quad (4)$$

где t – время озвучивания; B и C – константы.

На рис. 1 [5] представлена эта экспериментальная зависимость. Параметр B определяет наклон прямой к оси времени. Значения расстояния между пузырьками для каждого момента времени хорошо ложатся на прямую (4).

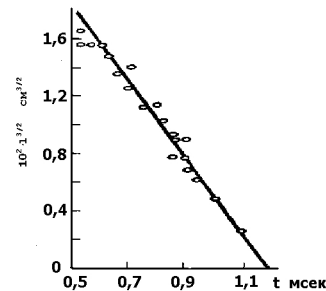


Рис. 1. Зависимость сближения пузырьков от времени для воды

В этой же работе была найдена экспериментальная зависимость константы B от радиусов пузырьков, представленная на рис. 2.

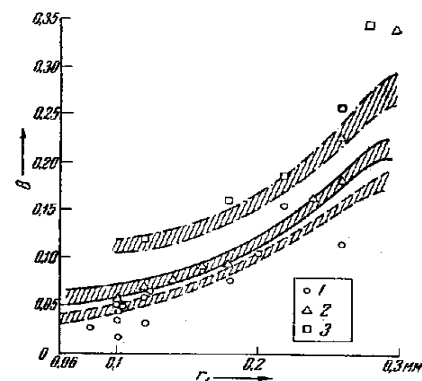


Рис. 2. Зависимость коэффициента B от радиусов пузырьков (значения r_2 : 1 – 0,12...0,14; 2 – 0,16...0,18; 3 – 0,22...0,24 мм)

По начальным условиям ($t = 0$) определяем постоянную C по формуле

$$C = l_0^{3/2} / B, \quad (5)$$

где l_0 – начальное расстояние между пузырьками.

Таким образом, все необходимые параметры для расчета требуемого времени озвучивания и режимов работы ультразвукового генератора имеются.

2. Реализация поставленной задачи

Для подбора режима работы ультразвукового генератора необходимо знание следующих параметров: 1 – диаметры пузырьков; 2 – их распределение по размерам; 3 – резонансные частоты пузырьков; 4 – плотность среды; 5 – концентрация примесей; 6 – акустическое давление; 7 – величина декремента затухания; 8 – расстояние между пузырьками.

Если известны эти параметры, то из приведенных зависимостей можно определить частоту озвучивания и ее мощность.

Функция распределения пузырьков по размерам $n(r)$ связана с коэффициентом затухания соотношением (см. [6])

$$n(r) = 1,38 \cdot 10^{-3} R^{-3} \eta, \quad (6)$$

где R – резонансный размер пузырька.

На рис.3 приведена зависимость коэффициента затухания от амплитуды акустической волны [5]. Сделанная в работе [5] оценка времени слияния двух пузырьков с радиусами 10 и 20 мк, первоначально расположенных на расстоянии 1 см при амплитуде акустической волны 10^3 Па, составляет около 2 с.

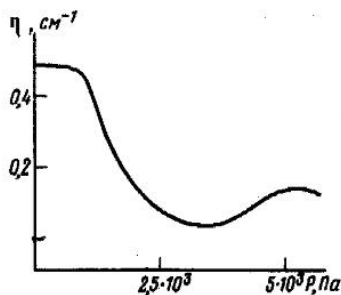


Рис. 3. Зависимость коэффициента затухания от амплитуды акустической волны (для воды)

Небезынтересно отметить, что в эксперименте визуально наблюдалось «слияние» пузырьков до видимых размеров ($R > 40$ мк), но образовавшиеся гроздья после всплытия из объема воды вновь распадались на отдельные пузырьки.

На рис. 4 приведена функция распределения пузырьков по размерам (1 – без акустического озвучи-

вания, 2 – при его наличии).

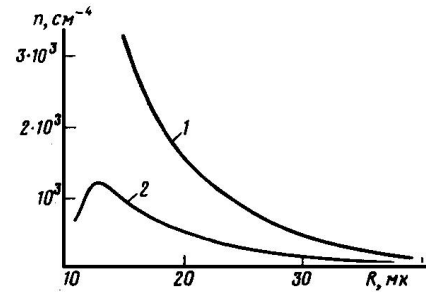


Рис. 4. Распределение пузырьков по размерам [6]

Выводы

1. Работоспособность ультразвуковой очистки топлив для двигательных установок от примесей в связи с отсутствием внутренних противоречий может считаться доказанной.

2. Предложенный автором механизм очистки и возможность расчета режимов озвучивания носят перспективный характер.

Литература

1. Умов Н.А. Теория взаимодействия на расстояниях конечных и ее приложение к выводу электростатических и электродинамических законов. – М., 1873. – 340 с.
2. Lebedew P. Wied. Ann., 62, 1897. – P. 158.
3. Bjerknes V. Wied. Ann., 44, 1891. – P. 558.
4. Кумченко Я.А. Резонаторная природа силового взаимодействия между аэрозольными частицами. Формирование акустической потенциальной ямы // Физика аэродисперсных систем. – Одесса. – 2002. – Вып. 39. – С. 40-50.
5. Казанцев В.Ф. Движение газовых пузырьков в жидкости под действием сил Бьеркнеса, возникающих в акустическом поле // ДАН СССР. – 1959. – Т. 129, № 1. – С. 64-67.
6. Кобелев Ю.А., Островский Л.А., Сутин А.М. Эффект самоосветления для акустических волн в жидкости с пузырьками газа // Письма в ЖЭТФ. – 1979. – Т. 30, вып. 7. – С. 423-425.
7. Физические основы подводной акустики. – М., 1955. – 360 с.

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ф. П. Санин, Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск.

УДК 621.499;661.621

А.В. БАСТЕЕВ, Л.В. ТАРАСЕНКО, В.В. ФОРФУТДИНОВ, К. ЮССЕФ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

УСОВЕРШЕНСТВОВАННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ СЖИГАНИЯ ОТХОДОВ ПРОИЗВОДСТВА БИОДИЗЕЛЯ

Обоснована целесообразность и предложена усовершенствованная технология приготовления и сжигания в промышленных теплоэнергогенерирующих энергоустановках композитных суспензионных горючих (КСГ) на основе отходов производства «биодизеля» – гидрофуза. С использованием общепринятых методов расчета и стандартного SOFTWARE проведен расчет равновесного состава продуктов сгорания и выявлены основные тенденции. Экспериментально исследованы особенности предпламенных процессов и обоснована необходимость введения в состав КСГ дополнительных веществ-активаторов. Экспериментально показано активирующее влияние жидкого углеводородного активатора (печное топливо) на интенсивность предпламенных процессов и показана возможность увеличения полноты сгорания КСГ. Усовершенствование технологии приготовления КСГ состоит в том, что гидрокавитационная обработка исходного топлива проводится одновременно с добавлением вещества-активатора.

комбинированное топливо, биодизель, углеводородное горючее, гидрофуз, гидрокавитационная обработка, предпламенные процессы

Введение

Необходимость Украины в нефтепродуктах по разным оценкам составляет 24 – 28 млн. тон в год, природного газа – 85 млрд. куб.м. В перспективе ожидается, что Украина обеспечит свою потребность в нефти (нефтепродуктах) на 80 – 90% за счёт импорта, а в природном газе – более чем на 50%. Собственная добыча сдерживается небольшими запасами и необходимостью больших средств на их освоение [1]. При сохранении нынешних темпов добычи и использования этих ископаемых источников энергии хватит лишь на 30 – 40 лет. Кроме того, использование нефтепродуктов приводит к загрязнению окружающей среды.

Одним из направлений решения указанных проблем является освоение альтернативных возобновляемых источников энергии. Самыми перспективными нетрадиционными источниками энергии являются растительные и животные жиры, которые могут быть использованы для производства биодизельного топлива (биодизеля).

Актуальной проблемой современности также является снижение выброса в атмосферу парниковых газов. Помимо промышленных источников парни-

ковый газ образуется в процессе гниения бытовых и сельскохозяйственных отходов. Естественный процесс биологического разложения органических отходов приводит к образованию биогаза с содержанием метана около 50%, как известно, метан является газом, парниковый эффект которого в 21 – 23 раза выше, чем двуокиси углерода (IPCC-1996). В рамках Киотского договора Украина должна к 2012 году начать использовать 3 – 5% биотоплива для уменьшения вредных выбросов в атмосферу [2].

Переход на производство и все более широкое использование в транспорте биодизеля приведет к появлению дополнительного количества биоотходов, которые, без соответствующей утилизации, в процессе гниения могут генерировать метан. Традиционные методы утилизации отходов не позволяют полностью перерабатывать биологические отходы, или экологически небезопасны. Именно наличие метана является причиной частых возгораний на полигонах, которые практически не поддаются тушению и приводят к выбросам в атмосферу большого количества токсичных веществ.

Однако, эти отходы также имеют энергетическую ценность. Одним из таких отходов является гидрофуз – это смесь растительного масла, фосфо-

липидов подсолнечного масла и воды, полученная в результате гидратации растительного масла [3].

Целью работы является исследование теплофизических свойств композиционных суспензионных горючих (КСГ) на базе гидрофуза с последующим включением в состав углеводородного активатора (например, печного топлива) для обоснования возможности их применения в качестве топлив для промышленных установок.

Основной материал

Рассматриваемый подход и технология перспективны с точки зрения расширения спектра утилизируемых веществ: возможно использование отходов сахарной, спиртовой и биодизельной промышленности, а также биоила.

Экспериментальные исследования проводились на установке, состоящей из высокоэффективного эмульгатора, в котором активатор – печное топливо смешивается с гидрофузом с известным содержанием воды. Предполагается, что полученное в результате гидрокавитационной обработки КСГ, будет непосредственно подаваться в камеру сгорания парогенерирующей установки без модернизации конструкции последней, и сжигаться с высокой полнотой сгорания.

В работе использовались общепринятые методики экспериментального исследования и расчета равновесного состава продуктов сгорания, подробно описанные в [4].

Исследовались четыре состава гидрофуза: образец № 0 – исходный гидрофуз, включающий 50% воды, образец № 1 – гидрофуз с 6% воды, образец № 2 – гидрофуз с 18% воды и образец № 3 – гидрофуз с 25% воды. Исследование влияния воды и активатора – ПТ на параметры КСГ: теплотворную способность, равновесную температуру сгорания и выбросы некоторых соединений, проводилось с помощью SOFT «ASTRA-4» и «PLASMA». Результаты представлены на рис. 1 – 4.

Расчеты показывают, что при увеличении содержания воды теплотворная способность и температура сгорания падает, а увеличение содержания ПТ приводит к увеличению теплотворной способности и температуры сгорания КСГ.

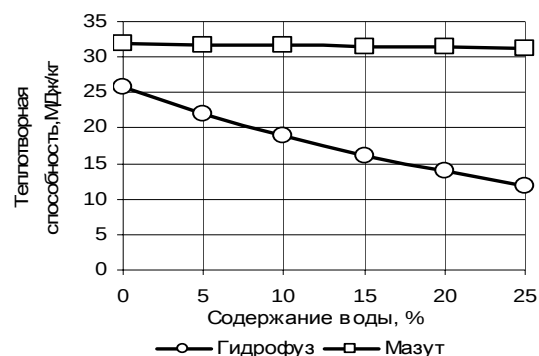


Рис. 1. Зависимость теплотворной способности КСГ от содержания воды

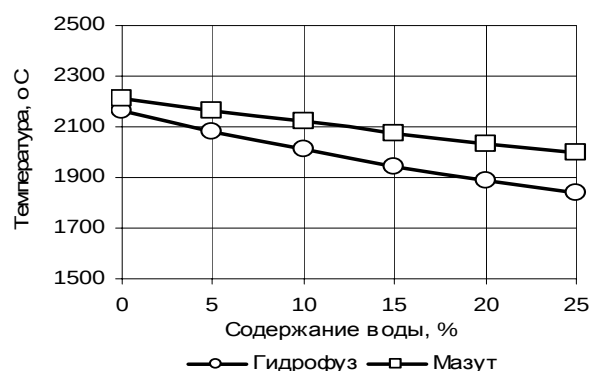


Рис. 2. Влияние содержания воды на равновесную температуру КСГ

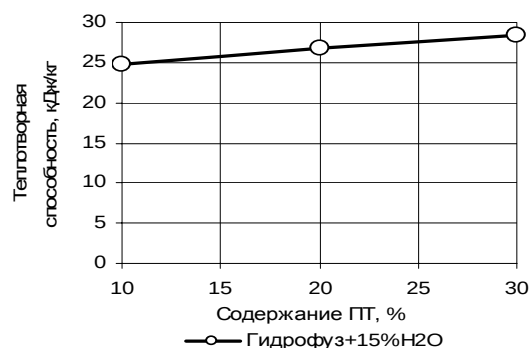


Рис. 3. Зависимость теплотворной способности КСГ от добавки ПТ.

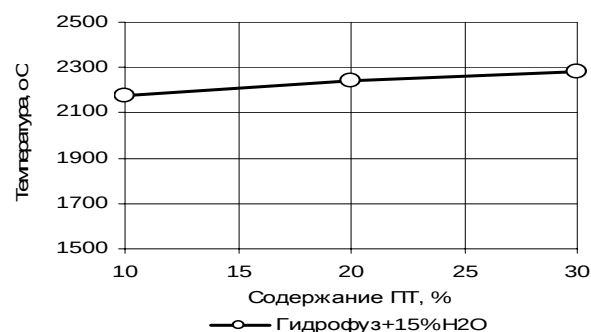


Рис. 4. Влияние добавки ПТ на равновесную температуру КСГ

По своим физико-механическим свойствам исследуемое КСГ близко к КСГ на основе мазута, поэтому целесообразно провести их сравнение. Сравнение свойств КСГ на основе гидрофуза со свойствами КСГ на основе мазута показывает, что при замене КСГ на основе гидрофуза на КСГ на основе мазута теплотворная способность топлива уменьшится на 14%, равновесная температура сгорания уменьшится на 9%, содержание в продуктах сгорания NO увеличится на 20%. Содержание CO и SO₂ уменьшится в 9 и 2 раза соответственно. Микроскопические исследования проводились с помощью микроскопа МБР-1 и микрофотографировались с помощью цифровой камеры «Canon PowerShot A630». Результаты представлены на рис. 5.

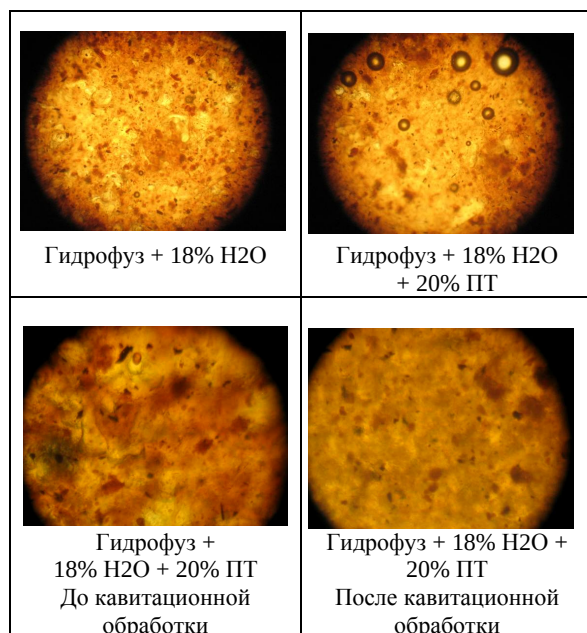


Рис. 5. Микрофотографии КСГ

Анализ образцов гидрофуза при их хранении более 10 суток показал, что образцы с 6% и 18% воды не расслоились, а в образце с содержанием 20% ПТ на поверхности отслоилось небольшое количество жидкости, следовательно, основная часть воды в образцах находится в связанном состоянии. Гидрофуз состоит из нескольких составляющих:

- твердые частицы неправильной формы размером до 20 мкм;
- полупрозрачные образования неправильной формы размером до нескольких миллиметров;
- капли или газовые пузырьки сферической формы размером до 200 мкм.

В целом, состав достаточно неоднородный. Уменьшение количества воды в гидрофузе приводит к увеличению вязкости. Разбавление гидрофуза печным топливом разжижает гидрофуз и уменьшает количество полупрозрачных образований в результате их растворения, состав становится более однородным. При нагревании образцов до 70 °С существенно уменьшается вязкость КСГ. Однако при нагревании смеси гидрофуза с ПТ до температуры ~60 °С происходит «вскипание» с выделением большого числа пузырей, что связано с испарением легких фракций ПТ. После обработки образцов на кавитаторе происходит разжижение КСГ и существенно улучшается однородность образцов. При обработке 10 – 15 минут КСГ нагревается до 40 °С. Через сутки после обработки на поверхности образца образуется тонкая пленка печного топлива.

На рис. 6 показано влияние содержания воды и ПТ на скорость и температуру испарения составляющих КСГ на основе гидрофуза в сравнении с КСГ на основе мазута. Видно, что гидрофуз испаряется быстрее мазута и при более низких температурах. Количество воды в составе гидрофуза слабо влияет на скорость и температуру испарения. Влияние добавок печного топлива в КСГ на основе гидрофуза приводит к более раннему по температуре испарению и увеличению времени испарения, первое связано с испарением легких фракций печного топлива, второе – с испарением тяжелых фракций. Гидрокавитационная обработка приводит к тому, что свойства КСГ приближаются к свойствам гидрофуза с водой, однако КСГ с печным топливом имеет большую теплотворную способность.

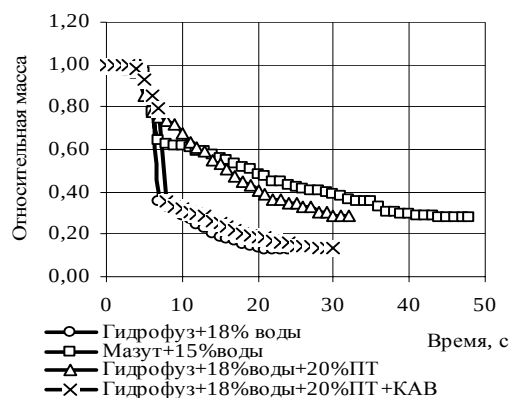


Рис. 6. Термогравиметрия КСГ

Термометрические исследования проводились с КСГ на основе гидрофуза с 18%-м содержанием воды. Данный состав оказался менее вязким, чем осушенный гидрофуз (6% воды) и, в отличие от гидрофуза с 50%-м содержанием воды, он имеет более высокую теплотворную способность.

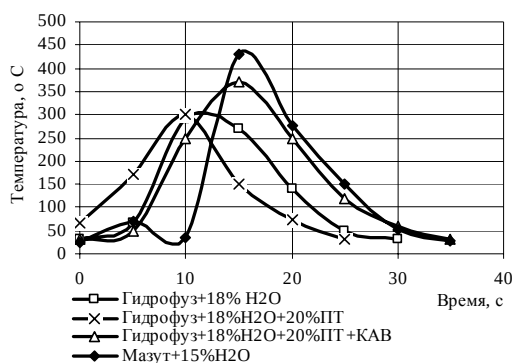


Рис. 7. Термометрия КСГ

Результаты термометрии представлены на рис. 7. Процесс горения гидрофуза начинается при температуре топлива выше 100 °С, т.е. после испарения воды. В мазуте с водой горение начинается при 60 – 70 °С за счет легких углеводородных фракций, содержащихся в мазуте [5].

Добавка в гидрофуз печного топлива приводит к более раннему возгоранию топлива. При этом температура пламени КСГ на основе гидрофуза на 50 – 60 °С ниже, чем у КСГ на основе мазута. Время горения сравнимо со временем горения мазутного топлива. Гидрокавитационная обработка КСГ приводит к гомогенизации топлива, что в свою очередь, приводит к небольшому повышению температуры пламени и более спокойному горению. В мазутном топливе при вскипании содержащейся в нем воды наблюдается взрывной характер горения.

Выводы

Рекомендованный состав КСГ на основе гидрофуза с содержанием 15 – 20% воды должен также содержать 15 – 25% печного топлива для обеспечения теплотворной способности около 25 – 28 МДж/кг и устойчивого процесса горения.

Гидрокавитационная обработка КСГ приводит к гомогенизации топлива и уменьшению его вязкости.

Процесс гидрокавитационной обработки КСГ необходимо совместить с разбавлением гидрофуза с печным топливом. При этом температура обработки не должна превышать 40 – 45 °С.

При использовании КСГ на основе гидрофуза в качестве топлива на мазутных котлах необходимо учитывать, что мазут перед подачей в топливную систему котла разогревают для уменьшения его вязкости. При разогреве КСГ на основе гидрофуза необходимо, чтобы температура топлива не превышала 60 °С. Превышение этой температуры приводит к закипанию КСГ, что может привести к неполадкам топливной системы установки.

Исследования состава и теплофизических свойств мазута и КСГ на основе гидрофуза, показали возможность применения КСГ на котлах, работающих на мазуте без существенной переделки последних.

Литература

1. Козин Л.Ф., Волков С.В. Водородная энергетика и экология. – К.: Наук. думка, 2002. – 336 с.
2. Гелетуа Г.Г., Коньшин С.В. Кіотський протокол та додаткові інвестиції в енергозбереження // Інформаційно-аналітичне видання Екотехнології та ресурсозбереження. – 2007. – № 4 (10). – С. 28-33.
3. Поп Г.С., Биленька В.И. Состав и коллоидно-химические рычаги управления свойствами эмульсий на основе фосфатидов подсолнечного масла // Катализ и нефтехимия. – 2000. – № 5-6. – С. 2-10.
4. Экспериментальное моделирование предпламенных процессов суспензионных горючих на основе печного топлива и мазута исследование процесса горения суспензионных горючих на основе ПТ и мазута. / А.В. Бастеев, Алаа Мусалам, В.В. Форфутдинов, Р.А. Кучмамбетов // Материалы V Междунар. научн.-техн. конф. «АВИА-2003». Т.4. – К.: НАУ, 2003. – С. 17-20.

Поступила в редакцию 19.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Амброжевич, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 621.438.001 2 (02)

В.М. РАДЬКО, Н.Ф. МУСАТКИН, Д.С. КАЛАБУХОВ*Самарский государственный аэрокосмический университет
им. академика С.П. Королёва, Российская Федерация***АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫСОТЫ ЛОПАТОК СОПЛОВЫХ
ВЕНЦОВ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ТУРБИН**

Поставлена задача получения математической модели лопаток сопловых венцов, выражающейся в определении зависимости высоты лопаток от геометрических параметров плоской решётки профилей лопаток, а также от кинематических и режимных параметров течения газа, и обеспечивающей приемлемый уровень эффективности центростремительных малоразмерных турбин (ЦСМТ). Приведена методика аналитического определения высоты лопаток соплового аппарата (СА) на основании известных геометрических параметров плоской решётки, а также энергетических и режимных параметров на входе в ступень и на выходе из СА ЦСМТ соответственно, справедливая при степенях понижения давления $\pi_m = 2 \dots 10$, числах Маха $M_{1s} = 0,8 \dots 1,4$ и Рейнольдса – $Re = (5 \dots 10) \cdot 10^5$. Описанная методика позволяет завершить процесс автоматизированного газодинамического проектирования лопаток СА ЦСМТ с учётом практической возможности уменьшения габаритов при сохранении достаточной эффективности турбины.

турбина центростремительная малоразмерная турбина, аппарат сопловой, решётка, высота лопатки, срез косой, угол выхода потока, скорость приведенная, уравнение неразрывности, уравнение количества движения, расход газа, параметры изэнтропические, потери энергии

Введение

В работе [3] определены геометрические параметры профиля лопатки соплового аппарата (СА) центростремительной малоразмерной турбины. Для завершения создания пространственной геометрической модели при автоматизированном процессе газодинамического проектирования ЦСМТ необходимо наличие его математической модели, выражаю-

щейся в зависимости высоты лопатки от геометрических параметров плоской решётки, а также от кинематических и режимных параметров течения газа. Обычно сопловые лопатки ЦСМТ выполняют постоянными по высоте в меридиональном сечении, поэтому в данной статье особое внимание уделяется геометрической модели лопаток именно такого типа (рис. 1, а).

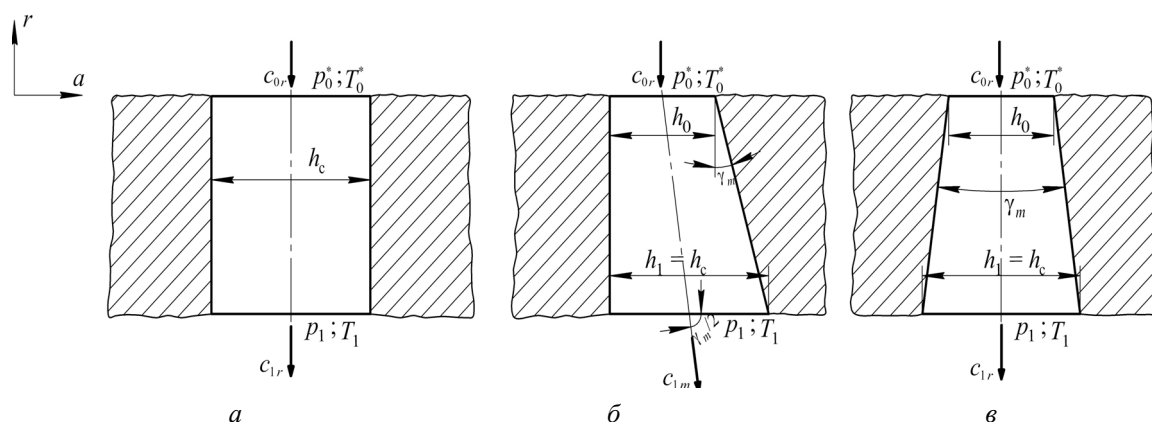


Рис. 1. Схема СА ЦСМТ в меридиональном сечении

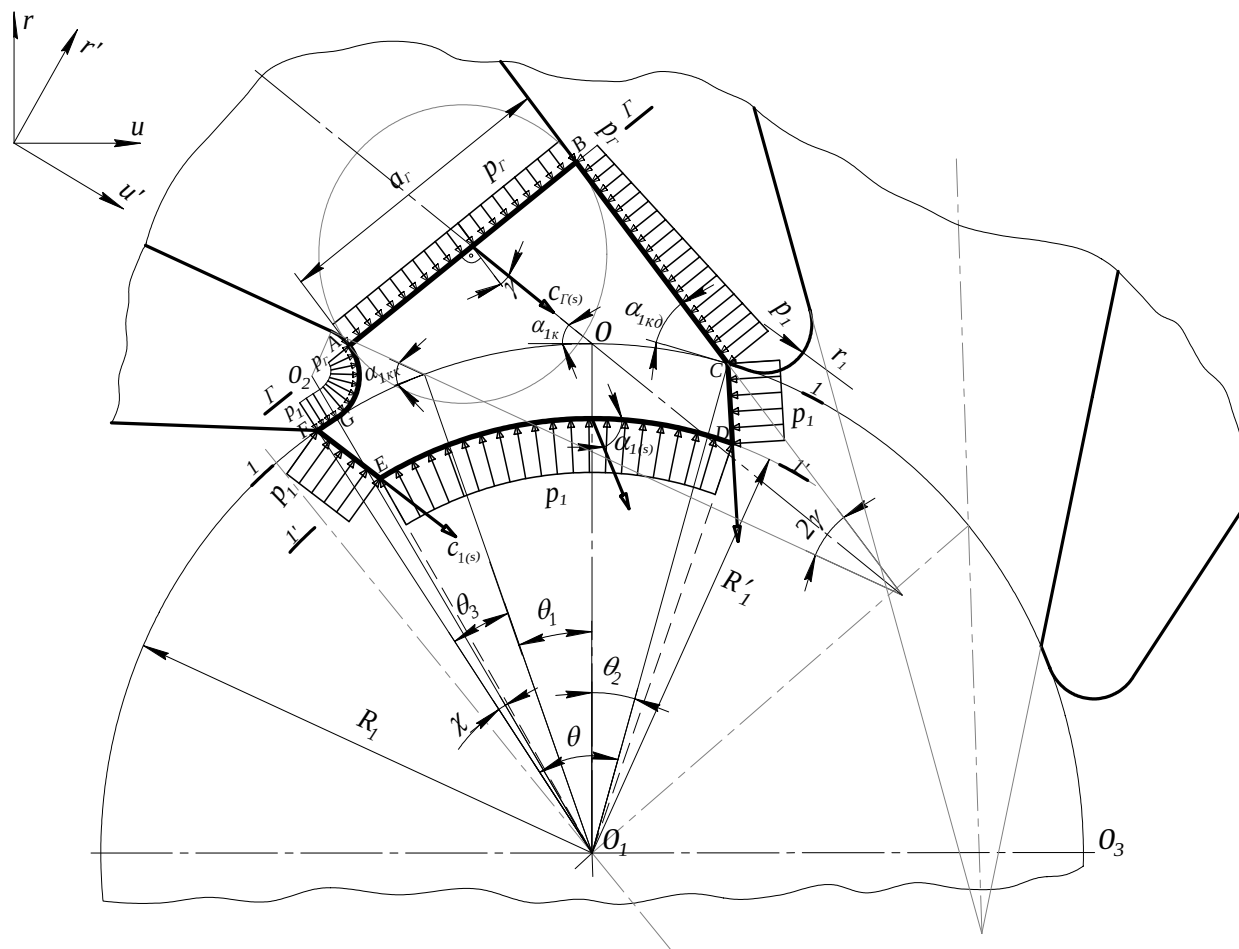


Рис. 2. К определению угла выхода потока из сужающейся сопловой решётки СА ЦСМТ с выходной кромкой конечной толщины при дозвуковом течении

1. Формулирование задачи

Как правило, для ЦСМТ бывают заданы основные параметры, определяющие рабочий процесс в

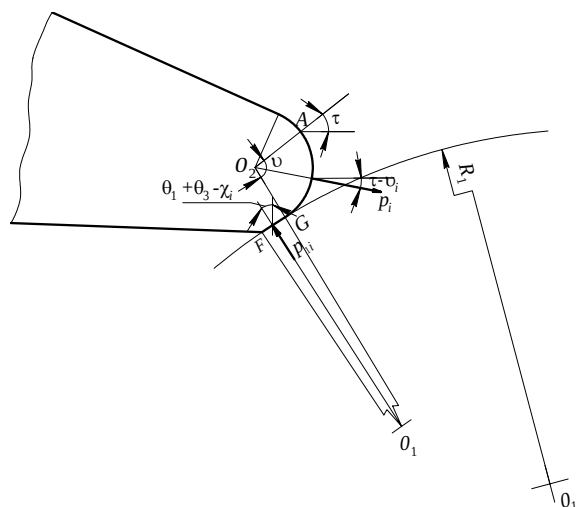


Рис. 3. К определению газовых сил, действующих на выходную кромку лопатки, в проекции на ось O_1O_3

её ступени, такие как расход газа через турбину G_s , давление p_0^* и температура T_0^* рабочего тела перед ступенью, число Маха M_{1s} , степень парциальности ϵ . Кроме того, из [1] известны геометрические параметры плоской решётки. Необходимо определить высоту лопатки h_c . Во всех рассматриваемых ниже случаях одним из неизвестных параметров является угол выхода потока из решётки $\alpha_{1(s)}$ (индекс (s) означает, что параметр потока может быть как изоэнтропическим, так и реальным в зависимости от рассматриваемого типа течения), поэтому необходимо рассмотреть динамику потока в пределах косо́го среза и на выходе из решётки (рис. 2). В целом, метод определения угла выхода основывается на результатах работы [4], но является более универсальным и пригодным для автоматизированного проектирования.

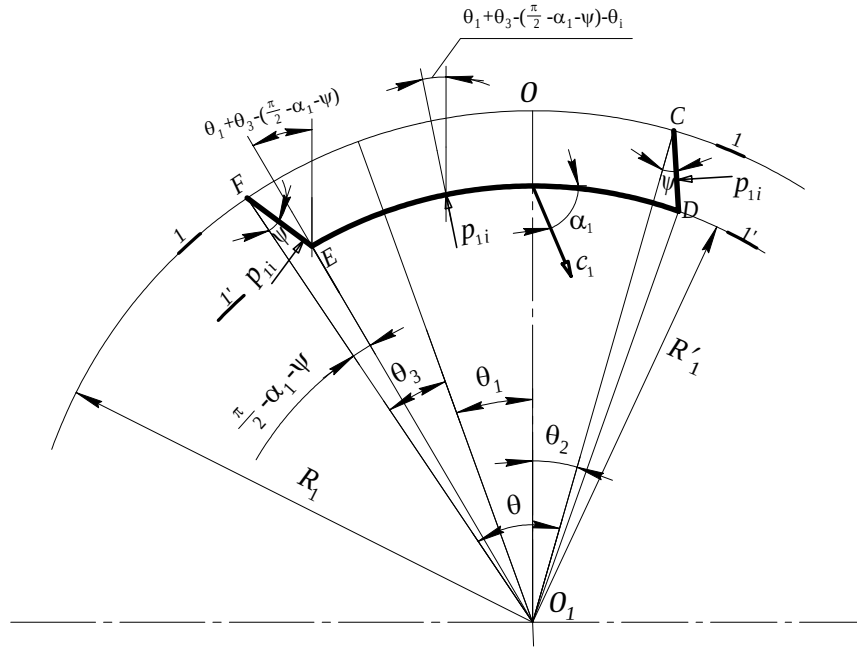


Рис. 4. К определению геометрии потока в межвенцовом зазоре

Итак, выделим в потоке газа контур $ABCDEFG$. Основные условия и допущения описаны в [4]. Добавим следующее: течение по условию задачи не является двухмерным, но его можно с большой степенью точности считать квазитрехмерным (слоистое течение). Согласно [1] можно приближенно считать, что вектор скорости c_{1s} направлен под углом γ к горлу решётки. Давление за кромками приближенно принято равным давлению p_1 за решёткой, давление на стенку BC косоуго среза – среднеарифметическому давлению

$$\frac{p_1 + p_2}{2},$$

а давление на выпуклую часть кромки AG –

$$\frac{1}{v} \int_0^v \left(p_2 + \frac{p_1 - p_2}{v} v_i \right) dv_i = \frac{p_1 + p_2}{2} \quad (\text{рис. 3}).$$

Обычно в ЦСМТ типовой диапазон чисел Маха $M_{1s} = 0,8 \dots 1,4$, поэтому следует рассмотреть особенности решения поставленной задачи отдельно для случаев $M_{1s} < 1$ и $M_{1s} \geq 1$.

2. Решение задачи

2.1. Определение высоты лопатки для дозвукового истечения из решётки. Рассмотрим изотер-

мическое течение газа. Неизвестными параметрами являются приведенная скорость в горле канала λ_{zs} и угол α_{1s} . Запишем два уравнения для контура $ABCDEFG$.

Уравнение неразрывности:

$$\rho_{2s} c_{2s} a_z h_{Cs} \cos \gamma = \rho_{1s} c_{1s} R'_1 \theta h_{Cs} \sin \alpha_{1s}. \quad (1)$$

Уравнение количества движения в проекции на ось u ($O_1 O_3$):

$$\begin{aligned} & \rho_{2s} c_{2s}^2 a_z h_{Cs} \cos \alpha_{1K} + p_2 h_{Cs} a_z \cos \gamma \cdot \cos \alpha_{1K} - \\ & - \frac{p_2 + p_1}{2} BC \cdot h_{Cs} \sin \gamma \cdot \cos \alpha_{1K} - \\ & - p_1 h_{Cs} CD \sin \psi \cdot \sin \theta_2 - \\ & - p_1 h_{Cs} EF \sin \psi \cdot \sin (\theta_1 + \theta_3) - \\ & - p_1 R_1 h_{Cs} \int_0^\chi \sin (\theta_1 + \theta_3 - \chi_i) d\chi_i + \\ & + \eta_1 h_{Cs} \int_0^v \left(p_2 + \frac{p_1 - p_2}{v} v_i \right) \cos (\tau - v_i) dv_i = \\ & = \left(p_1 + \rho_{1s} c_{1s}^2 \sin \alpha_{1s} \right) \times \\ & \times h_{Cs} R'_1 \int_0^\theta \sin \left[\theta_1 + \theta_3 - \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{1s} - \psi \right) - \theta_i \right] d\theta_i. \end{aligned} \quad (2)$$

С помощью рис. 3 и 4 определяем неизвестные геометрические и кинематические параметры:

$$BC = \sqrt{4 \left(r_1^2 \sin^2 \frac{\nu}{2} + R_1^2 \sin^2 \frac{\theta - \chi}{2} \right) - \left(8 r_1 R_1 \sin \frac{\nu}{2} \cdot \sin \frac{\theta - \chi}{2} \cdot \cos \frac{\pi - \alpha_{1\kappa\theta}}{2} - a_z^2 \right)};$$

$$CD = EF = \sqrt{R_1^2 + R_1'^2 - 2 R_1 R_1' \sin(\alpha_{1s} + \psi)};$$

$$\psi = \arcsin \left(\frac{R'}{R_1} \cos \alpha_{1s} \right);$$

$$\int_0^\chi \sin(\theta_1 + \theta_3 - \chi_i) d\chi_i = \cos(\chi - \theta_1 - \theta_3) - \cos(\theta_1 + \theta_3);$$

$$\int_0^\nu \left(p_z + \frac{p_1 - p_z}{\nu} \nu_i \right) \cos(\tau - \nu_i) d\nu_i = \frac{p_z [\nu \sin \tau + \cos \tau - \cos(\tau - \nu)] - p_1 [\nu \sin(\tau - \nu) + \cos \tau - \cos(\tau - \nu)]}{\nu};$$

$$\nu = \pi - \alpha_{1\theta} - \Theta + \chi; \tau = \alpha_{1\theta} - \Theta_1;$$

$$\int_0^\theta \sin \left[\theta_1 + \theta_3 - \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{1s} - \psi \right) - \theta_i \right] d\theta_i = \left[\cos \theta_2 - \cos(\theta_1 + \theta_3) \right] \cdot (\sin \alpha_{1s} \cos \psi + \sin \psi \cos \alpha_{1s}) - \left[\sin \theta_2 + \sin(\theta_1 + \theta_3) \right] \cdot (\cos \alpha_{1s} \cos \psi - \sin \alpha_{1s} \sin \psi).$$

Разделив обе части уравнения (1) на $\rho_{kp} c_{kp}$, получаем:

$$q(\lambda_{zs}) a_z h_{Cs} \cos \gamma = q(\lambda_{1s}) R_1' \theta h_{Cs} \sin \alpha_{1s}. \quad (1, a)$$

Выполняя деление обеих частей уравнения (2) на комплекс

$$\frac{p_{kp}}{p_{kp}} \cdot \rho_{kp} c_{kp}^2 \cdot h_{Cs}$$

и учитывая, что

$$\frac{p_{kp}}{\rho_{kp} c_{kp}^2} = \frac{1}{k},$$

перепишем выражение (2) в следующем виде:

$$\begin{aligned} & q(\lambda_{zs}) \lambda_{zs} a_z \cos \alpha_{1\kappa} + e(\lambda_{zs}) \cdot A - \\ & - e(\lambda_{1s}) \cdot [B + CD \cdot \sin \psi (\sin \theta_2 + \sin(\theta_1 + \theta_3))] = (2, a) \\ & = \left(\frac{e(\lambda_{1s})}{k} + q(\lambda_{1s}) \lambda_{1s} \sin \alpha_{1s} \right) \cdot C. \end{aligned}$$

Здесь A и B – комплексы, включающие только геометрические параметры решётки и показатель адиабаты k :

$$A = \frac{1}{k} \left\{ a_z \cos \gamma \cdot \cos \alpha_{1\kappa} - \frac{BC \sin \gamma \cdot \cos \alpha_{1\kappa}}{2} + \frac{r_1 [\nu \sin \tau + \cos \tau - \cos(\tau - \nu)]}{\nu} \right\};$$

$$B = \frac{1}{k} \left\{ \frac{BC \sin \gamma \cdot \cos \alpha_{1\kappa}}{2} + R_1 [\cos(\chi - \theta_1 - \theta_3) - \cos(\theta_1 + \theta_3)] + \frac{r_1 [\nu \sin(\tau - \nu) + \cos \tau - \cos(\tau - \nu)]}{\nu} \right\}.$$

Комплекс C содержит также и неизвестные кинематические углы:

$$\begin{aligned} C = R_1' & \left\{ [\cos \theta_2 - \cos(\theta_1 + \theta_3)] \times \right. \\ & \times (\sin \alpha_{1s} \cos \psi + \cos \alpha_{1s} \sin \psi) - \\ & \left. - [\sin \theta_2 + \sin(\theta_1 + \theta_3)] \cdot (\cos \alpha_{1s} \cos \psi - \sin \alpha_{1s} \sin \psi) \right\}. \end{aligned}$$

Газодинамическая функция

$$e(\lambda_{is}) = \frac{p_i}{p_{kp}} = \left(\frac{k+1}{2} - \frac{k-1}{2} \lambda_{is}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Значения $q(\lambda_{1s})$ и λ_{is} (M_{is}) можно найти, например, по [2].

Уравнения (1, a) и (2, a) следует объединить в систему, содержащую две неизвестные: λ_{zs} и угол α_{1s} , а также известные геометрические параметры решётки СА, радиус на входе в РК R_1' и режимный параметр λ_{1s} . Эту систему можно решить итерационным методом. Её решением может быть множество сочетаний корней α_{1s} и λ_{1s} в области комплексных чисел, но физический смысл имеют лишь натуральные корни, причем $\lambda_{zs} > \lambda_{1s}$.

Обычно в МТ $\frac{R_1}{R_1'} \leq 1,01$ [4], поэтому при допущении

нии $\frac{R_1}{R_1'} = 1$ систему уравнений (1, a) – (2, a) можно

без большой погрешности значительно упростить:

$$\begin{cases} q(\lambda_{zs}) a_z \cos \gamma = q(\lambda_{1s}) R_1' \theta \sin \alpha_{1s}; \\ q(\lambda_{zs}) \lambda_{zs} a_z \cos \alpha_{1\kappa} + e(\lambda_{zs}) A - e(\lambda_{1s}) B = \\ = \left(\frac{e(\lambda_{1s})}{k} + q(\lambda_{1s}) \lambda_{1s} \sin \alpha_{1s} \right) \times \\ \times R_1' [\cos \theta_2 - \cos(\theta_1 + \theta_3)]. \end{cases} \quad (3)$$

Потребную высоту лопатки при движении газа без потерь следует определять по формуле:

$$h_{Cs} = \frac{G_{s\text{ кан}} \sqrt{T_0^*}}{m p_0^* R_1 \theta \varepsilon q(\lambda_{1s}) \sin \alpha_{1s}}, \quad (4)$$

где $G_{s\text{ кан}} = \frac{\theta \cdot G_s}{2\pi}$ – расход газа, проходящего через один межлопаточный канал.

В результате потерь энергии в СА реальная пропускная способность решётки меньше изоэнтروпической ($G = \mu G_s$). Это свидетельствует о том, что эффективная площадь поперечного сечения канала, образованного двумя соседними лопатками, меньше площади поперечного сечения канала, выполненного по параметрам изоэнтропического потока.

В самом деле, с помощью уравнения баланса расхода газа при неизменных геометрических параметрах канала можно получить следующее соотношение:

$$h_{Cs} \sin \alpha_{1s} = h_C \sin \alpha_1. \quad (5)$$

Как известно [4], угол отклонения потока в косом срезе зависит от величины суммарных потерь в решётке, и с увеличением этих потерь он уменьшается. Если выполнять лопатки СА с высотой $h_C = h_{Cs}$ уравнение (5) становится несправедливым вследствие нарушения баланса расхода рабочего тела. Это физически свидетельствует об уменьшении эффективной величины высоты лопаток. Чтобы компенсировать снижение пропускной способности, необходимо увеличить высоту лопатки, спроектировав её по параметрам реального потока с высотой h_C . Для осуществления этого надо знать величину угла α_1 , определяемую из систем уравнений (1, а) – (2, а) или (3) и способствующую нахождению значений величин приведенных скоростей λ_1 и λ_{cs} .

Приведенная скорость λ_c определяется по выражению:

$$\lambda_c = \varphi_{0-c} \cdot \lambda_{cs}, \quad (6)$$

где $\varphi_{0-c} = \sqrt{1 - \xi_{0-c}^2}$ – коэффициент скорости на участке от входа в решётку до горла канала;

ξ_{0-c} – коэффициент потерь (для его отыскания должны быть известны величины входных кромочных, профильных, веерных потерь, приблизительно должны быть оценены концевые и вторичные потери).

Уравнение неразрывности запишем в следующем виде:

$$q(\lambda_c) a_c \cos \gamma = \sigma_{c-1} q(\lambda_1) R_1' \theta \sin \alpha_1, \quad (1, б)$$

$$\text{где } \sigma_{c-1} = \frac{\sigma}{\sigma_{0-c}} = \left(\frac{\varphi_{0-1}}{\mu_{0-1}} \cdot \frac{1 - \frac{k+1}{k-1} \lambda_{1s}^2}{1 - \frac{k+1}{k-1} \lambda_1^2} \right)^{\frac{k}{k-1}} =$$

$$= \left(\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{cs}^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{cs}^2} \cdot \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{1s}^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2} \right)^{\frac{k}{k-1}} - \text{коэффициент}$$

восстановления полного давления на участке $c-1$.

Коэффициент скорости сопла φ_{0-c} определяется после расчёта пограничного слоя в канале [4].

Заменяя в уравнении (2, а) изоэнтропические параметры потока реальными за исключением ГДФ $e(\lambda_{is})$ (кроме того, желательно включить в (2, а) оценочную величину силы трения о длинную стенку косоуго среза) при формировании новой системы уравнений, определяем величины λ_1 и α_1 , позволяющие вычислить истинную высоту лопаток СА:

$$h_C = \frac{\varphi \cdot G_{s\text{ кан}} \sqrt{T_0^*}}{\frac{1}{\sigma^k \varepsilon m p_0^* R_1 \theta \cdot q(\lambda_1) \sin \alpha_1}}, \quad (7)$$

$$\text{где } \varphi = \frac{\lambda_1}{\lambda_{1s}}, \quad \sigma = \left(\frac{1 - \frac{k+1}{k-1} \lambda_{1s}^2}{1 - \frac{k+1}{k-1} \lambda_1^2} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Определение лопатки для сверхзвукового истечения из решётки. При сверхзвуковом течении газа за сопловой решёткой в горле межлопаточного канала поток имеет звуковую скорость. Поскольку в этом случае $\lambda_{cs} = q(\lambda_{cs}) = 1$, из уравнения (2, а) определим α_{1s} , а из выражения (4) – высоту лопатки для

изоэнтропического потока.

При реальном течении газа неизбежны потери в канале, вследствие чего при заданном изоэнтропическом расходе газа скорость в горле будет немного меньше звуковой. В этом случае и скорость за решёткой будет также дозвуковой, поскольку течение в косом срезе в таком случае диффузорное. Для избежания указанного необходимо увеличивать расход газа в $1/\mu_{0-2}$ раз, что приведёт к установлению в горле канала звуковой скорости, т.е. $\lambda_2 = 1$.

Запишем систему уравнений, преобразованной из системы (3) для реального сверхзвукового потока:

$$\begin{cases} a_2 \cos \gamma = \sigma_{2-1} q(\lambda_1) R_1 \theta \sin \alpha_1 ; \\ a_2 \cos \alpha_{1k} + A - e(\lambda_{1s}) B = \\ = \left(\frac{e(\lambda_{1s})}{k} + q(\lambda_1) \lambda_1 \sin \alpha_1 \right) \times \\ \times R_1 [\cos \theta_2 - \cos(\theta_1 + \theta_3)] . \end{cases} \quad (3, a)$$

Считаем, что $\sigma_{2-1} = \sigma$, поскольку потери в дозвуковой части канала уже учтены. Из (3a) определяем λ_1 , α_1 и по выражению (5) находим h_C .

Заключение

В настоящей статье описан метод определения постоянной в меридиональном сечении высоты лопаток СА ЦСМТ (рис. 1, а). На практике при том же заданном расходе G_s не исключена необходимость уменьшения габаритов подводящего устройства, что повлечёт за собой уменьшение высоты лопаток на входе в СА.

Считая известной высоту лопаток на входе в СА, меридиональный профиль последних можно проектировать по законам

$$h_i = h_0 + (R_0 - R_i) \operatorname{tg} \gamma_m \quad (\text{рис. 1, б})$$

или

$$h_i = h_0 + 2(R_0 - R_i) \operatorname{tg} \frac{\gamma_m}{2} \quad (\text{рис. 1, в}).$$

При этом:

$$\gamma_m = \operatorname{arctg} \left(\frac{h_1 - h_0}{R_0 - R_1} \right);$$

$$\text{а } h_1 = h_C.$$

Тем не менее, из-за изменения площадей поперечного сечения канала на участке косого среза по сравнению со случаем $h_1 = h_C = \text{const}$, а также появления осевой составляющей скорости $c_{i_a} \approx c_{i_m} \sin \frac{\gamma_m}{2}$ (рис. 1, б), возможно соответствующее изменение угла выхода потока и, что самое важное, режимного параметра M_{1s} . Для сохранения заданного значения M_{1s} в дальнейшем представляет интерес рассмотрение трехмерной модели течения в решётке СА и определение требуемого значения высоты h_1 при заданной высоте h_0 .

Литература

1. Аронов Б.М., Жуковский М.И., Журавлёв В.А. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1978. – 168 с.
2. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин: Учебн. для вузов. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2003. – 335 с.
3. Мусаткин Н.Ф., Радько В.М., Балахонов А.Д. Определение геометрических параметров соплового аппарата центростремительной микротурбины, состоящего из прямолинейных лопаток // Вестник СГАУ. – Самара. – 2003. – № 1. – С. 106-110.
4. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. – М.: Машиностроение, 1983. – 192 с.

Поступила в редакцию 23.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук А.А. Маркин, ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс», Самара.

УДК 532.6

С.А. ХОМЫЛЕВ¹, С.Б. РЕЗНИК¹, С.В. ЕРШОВ²¹ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина²ИПМаш НАН Украины, Харьков, Украина

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОБТЕКАНИЯ ТУРБИННЫХ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ: ЧАСТЬ 2 – ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ РЕШЕТОК

Представлены результаты численного исследования течения в турбинных решетках профилей. Исследованные решетки отличаются углом поворота потока и коэффициентом нагрузки. Показано, что повышение нагрузки профиля путем уменьшения угла входа ведет к снижению его эффективности, что вызвано отрывом потока на входной кромке. Расчетные исследования выполнены с использованием программного комплекса *FlowER*. Результаты расчетов сопоставлены с эмпирическими данными, получено качественное согласование результатов. Выработаны рекомендации к выбору параметров высоконагруженных решеток.

высоконагруженная решетка, угол входа, поворот потока, конфузурность, обтекание, профильные потери, отрыв

Введение

Особенностью высоконагруженных низкоскоростных турбин является реализация больших углов поворота потока в решетках ($\Theta > 100...110^\circ$, например [1, 2]). Данная особенность вытекает непосредственно из рассмотрения треугольников скоростей реактивной турбины при больших значениях коэффициента нагрузки и малых значениях коэффициента напора [3].

Из теории турбин известна существенная зависимость эффективности решетки от соотношения ее геометрических углов входа и выхода. Данное утверждение базируется на результатах опытных исследований решеток профилей, проведенных различными авторами [4, 5 и др.]. Однако большинство экспериментальных данных получено для умеренно нагруженных профилей, что требует экстраполяции полученных зависимостей и снижает точность оценки эффективности высоконагруженных решеток. Таким образом, исследование решеток данного типа в настоящее время остается актуальным.

В связи со сложностью и высокой стоимостью прямого экспериментального исследования решеток

целесообразно применение численного моделирования. Этому способствует достаточный уровень современной вычислительной техники и, главное, наличие ряда хорошо зарекомендовавших себя методов вычислительной аэродинамики (CFD).

В настоящей работе приведены результаты численного исследования группы плоских решеток профилей, выполненного на предприятии «Ивченко-Прогресс» в рамках создания высоконагруженной ТНД перспективного авиационного двигателя. Представлено сопоставление некоторых результатов расчетов с результатами, полученными по известным полуэмпирическим зависимостям.

1. Постановка задачи

Уровень потерь в решетках турбин существенно зависит от соотношения углов входа и выхода. С увеличением угла поворота потока и уменьшением конфузурности решетки происходит рост потерь трения, причем наиболее интенсивный при уменьшении угла входа. По данным работы [6], для фиксированного угла выхода $\beta_2 = 20^\circ$ уменьшение угла входа от $\beta_1 = 60^\circ$ ($\Theta = 100^\circ$) до $\beta_1 = 30^\circ$ ($\Theta = 130^\circ$)

вызывает рост коэффициента потерь до 0,031 (т.е. более чем в 3 раза).

На интенсивность кромочного отрыва существенное влияние оказывает характер течения (пограничного слоя) в косом срезе решетки, который, в свою очередь, зависит от нагруженности профиля. В связи с этим можно ожидать, что кромочные потери в более нагруженных решетках окажутся выше.

Целью настоящего исследования является выявление механизма и степени влияния нагруженности турбинных профилей на их эффективность путем численного моделирования течения в решетках.

2. Объект исследования

В данной работе исследовалась группа турбинных решеток профилей, основные геометрические параметры которых представлены в табл. 1 (обозначение параметров показано на рис. 1).

Для всех решеток величины хорды, шага, эффективного угла выхода, угла установки профиля и толщины кромок выдержаны равными. Варьируемым параметром выбран конструктивный угол входа. Геометрические параметры решеток 1 и 2 типичны для большинства существующих турбин низкого давления, в то время как решетки 3 и 4 представляют собой перспективные конструкции – решетки высокой подъемной силы.

Представленные решетки – дозвуковые, расчетным режимом для них является $M_{2ad} = 0,7$.

3. Расчетный метод и параметры моделирования

В настоящей работе использовался метод расчета течения вязкого газа, реализованный в программном комплексе **FlowER**. Подробное описание данного метода приведено в работе [7]. Его эффективность подтверждена серией тестовых расчетов [8], которые также позволили выбрать параметры моделирования.

Задача решалась в двухмерной постановке, на основе осредненных по Рейнольдсу уравнений На-

вье-Стокса. Моделирование турбулентных эффектов осуществлялось посредством $k-\omega$ (SST) модели Ментера [9]. Уравнения решались численно неявной разностной схемой второго порядка точности [7]. В качестве исходных данных для расчетов приняты полное давление, полная температура, направление потока и степень турбулентности на входе и статическое давление на выходе из расчетной области. Расчетная область межлопаточного канала турбинной решетки описывалась конечно-разностной сеткой Н-типа, включающей $N = 80 \times 140$ (11200) ячеек.

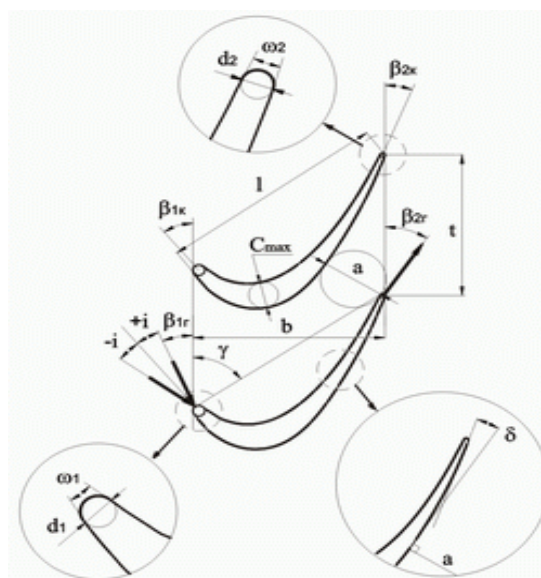


Рис. 1. Схема обозначения геометрических параметров решетки

Таблица 1
Геометрические параметры решеток

Параметр	№ решетки			
	1	2	3	4
b/l	0,82			
t/l	0,69			
a/t	0,40			
β_{1k} , град	56,0	45,7	37,6	30,4
β_{2e} , град	23,8			
θ , град	100,2	110,5	118,6	125,8
C_{max}/l	0,126	0,120	0,127	0,121
δ , град	15,0	13,7	14,6	14,6
d_1/l	0,051			
d_2/a	0,070			
γ , град	55,0			
ω_1 , град	15,3	11,4	15,3	15,4
ω_2 , град	5,9	4,8	5,6	5,6

4. Результаты численного моделирования

Результаты CFD расчетов решеток 1...4 при различных числах M_{2ad} приведены на рис. 2 и 3 (на графиках номер кривой соответствует номеру решетки в табл. 1). Данные расчеты проведены при нулевых углах атаки и неизменных числах Рейнольдса $Re = 10^6$; степень турбулентности потока на входе принята равной 5%.

Зависимости потерь на рис. 2 имеют одинаковый и типичный характер. Следует отметить, что оптимальным режимом работы для всех решеток является $M_{2ad} = 0,9$ (распределение чисел Маха по обводам профилей на этом режиме приведено на рис. 4). Решетка 1 относительно чуть менее чувствительна к понижению и более чувствительна к повышению режима, в то же время, для решетки 4 влияние числа M_{2ad} обратное.

Угол выхода потока слабо зависит от конструктивного угла входа решетки; он остается практически постоянным на дозвуковых режимах и линейно возрастает на сверхзвуковых режимах.

Для объяснения характера кривых рис. 2 рассмотрим потери в решетке по их составляющим.

На режиме $M_{2ad} = 0,9$ потери трения решеток 1 и 2 равномерно растут вдоль всего обвода профиля от 0,4...0,6% на входной кромке до 2...2,2% на выходе. На этом же режиме для решеток 3 и 4 происходит скачкообразный рост потерь на входе до 1...2,3% и далее идет их менее интенсивный рост до 2,6...3,7% у выходной кромки. Кромочные же потери для всех решеток на данном режиме практически равны и составляют 0,7...0,9%.

Из рис. 4 следует, что с уменьшением угла входа решетки происходит значительное повышение нагрузки на передней кромке; точка торможения потока смещается к корыту, при этом, со стороны спинки идет интенсивный разгон, который оканчивается скачком уплотнения и последующим отрывом пото-

ка, даже при нулевом угле атаки (рис. 5). Низкая конфузурность решетки 4 обуславливает высокие скорости вдоль всей спинки профиля, при этом, на передней части спинки происходит торможение потока, за которым следует аразгон, что так же является причиной повышенных потерь.

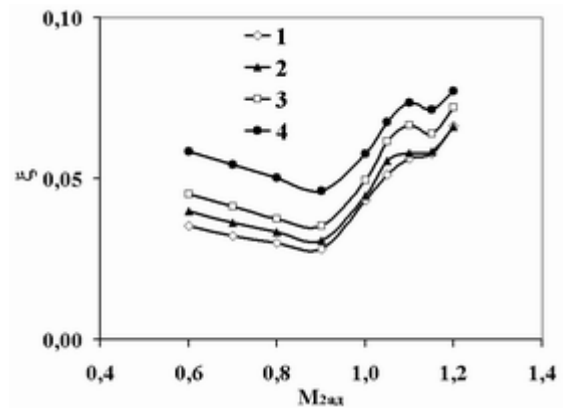


Рис. 2. Коэффициенты профильных потерь в решетках 1...4

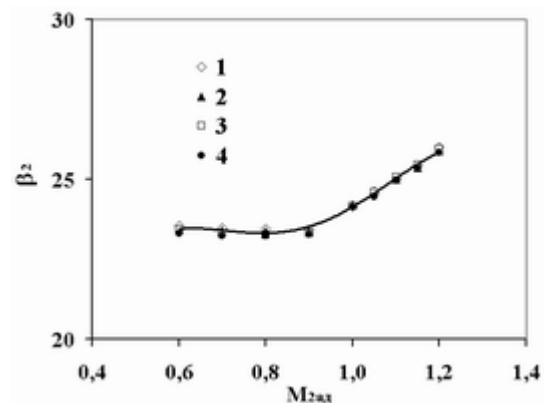


Рис. 3. Углы выхода потока из решеток 1...4

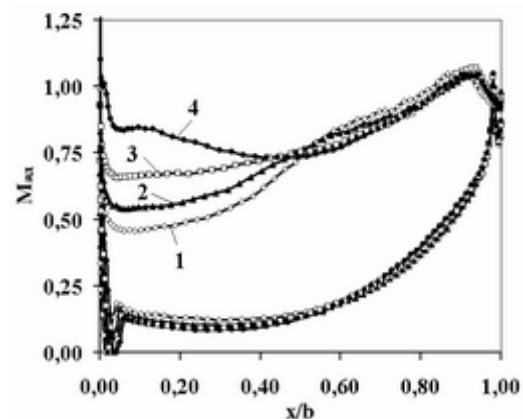


Рис. 4. Распределение адиабатического числа Маха по обводам профилей 1...4 при $M_{2ad} = 0,9$

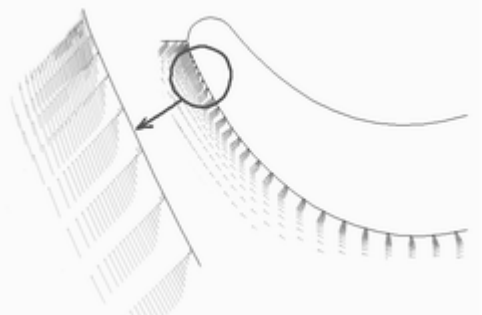


Рис. 5. Обтекание входной кромки профиля 4 при $M_{2ad} = 0,9$

Указанные особенности течения обуславливают увеличение потерь на трение с повышением нагрузки, как это показано на рис. 5. Там же приведено влияние угла разворота потока на потери трения по данным работы [6], основанным на экспериментальных данных. Следует отметить удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных данных, что подтверждает надежность используемого метода исследования. В то же время, в рассмотренном диапазоне углов θ расчетная величина потерь на 0,1..0,6% выше, а относительное снижение эффективности с повышением нагрузки оказывается несколько ниже, предсказанного эмпирической зависимостью. Кроме того, анализ течения показывает, что рассмотренная конфигурация высоконагруженных профилей имеет резервы для повышения эффективности (например, устранение отрыва на передней кромке).

С понижением числа режима до $M_{2ad} = 0,7$ во всех решетках происходит увеличение потерь на входной кромке на 0,2...0,4%, относительно оптимального режима, и далее идет их менее интенсивное нарастание вдоль профиля. Величина потерь трения при этом изменилась незначительно.

Основное снижение эффективности на этом режиме происходит за счет увеличения кромочных потерь до 1,3% для решетки 1 и до 1,6% для решетки 4, то есть почти в два раза. В данном случае это связано с замедлением потока на выходе и увеличением протяженности и интенсивности вихревого следа.

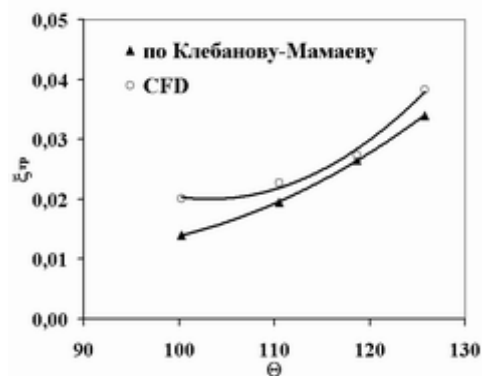


Рис. 6. Коэффициента потерь на трение в зависимости от угла поворота потока при $M_{2ad} = 0,9$

При переходе на режим $M_{2ad} = 1,1$ потери на трение для всех решеток несколько снижаются вплоть до косого среза. Это обусловлено повышением действительной конфузурности течения (отношением средних скоростей на входе и выходе), наполнением профиля скорости в пограничном слое и его утонением. Кромочные же потери здесь снова интенсивно растут (в 3...4 раза), что очевидно связано с усложнением структуры течения и влиянием ударных волн.

Таким образом, повышение нагрузки решетки путем увеличения угла поворота потока сопровождается снижением ее эффективности. Рост суммарных потерь обусловлен, как увеличением потерь на трение (в частном случае, возникновением отрыва на передней кромке профиля), так и повышением кромочных потерь. При проектировании решеток с малыми углами входа особое внимание следует уделить профилированию входной кромки для обеспечения ее безотрывного обтекания и рациональному распределению нагрузки по обводам профиля. Для рассмотренных решеток 3 и 4 можно рекомендовать догрузить среднюю часть профиля за счет разгрузки передней кромки.

Представленные данные позволяют отметить еще одну примечательную деталь. По мнению многих авторов [10, 11 и др.], кромочные потери, зависят, главным образом, от формы и толщины выход-

ной кромки. В то же время в работе [4] показано, что для каждой конфигурации выходной кромки существует некое оптимальное число Маха, отклонение в ту или иную сторону от которого ведет к увеличению кромочных потерь. Результаты CFD моделирования подтверждают эту зависимость, что должно быть принято во внимание при расчете характеристик многорежимных турбин.

Заключение

Выполнено численное исследование группы турбинных решеток, отличающихся углом входа (углом поворота потока). Полученные результаты качественно согласуются с теоретическими представлениями о влиянии нагруженности профилей на их эффективность.

Уменьшение угла входа в решетку повышает вероятность отрыва потока на входной кромке и приводит к росту профильных потерь. Рассмотренная конфигурация высоконагруженных решеток, вероятно, имеет резервы для улучшения. Это позволяет надеяться на получение в будущем более эффективных профилей для высоконагруженных турбин.

Благодарности

Авторы выражают благодарность инженеру-конструктору отдела турбин ГП «Івченко-Прогресс» Люсиной А.В. за участие в работе.

Литература

1. Хорлок Дж. Х. Осевые турбины (газовая динамика и термодинамика): Перев. с англ. – М.: Машиностроение, 1972. – 460 с.
2. Vázquez R., Cadrecha D., Torre D., Morales M. and Crespo T. Low Pressure Turbine with High Stage Loading // ISOABE. – 2001. – 1060.

3. Кирилов И.И. Газовые турбины и газотурбинные установки. – Т. 1. – М.: Машгиз, 1956. – 340 с.
4. Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. – М.: Машиностроение, 1965. – 340 с.
5. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин / В.Д. Венедиктов, А.В. Грановский, А.М. Карелин, А.Н. Колесов, М.Х. Мухтаров. – М.: ЦИАМ, 1990. – 280 с.
6. Локай В.И., МаксUTOва В.А., Струнkin В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1979. – 370 с.
7. Ершов С.В. Численный метод расчета течений невязкого и вязкого газа в решетках профилей. Х.: Ін-т пробл. машиностроєння АН України, 1992. – 83 с. – Деп. в ВІНІТИ 29.12.92, N 3696-B92.
8. Хоmылев С.А., Резник С.Б., Ершов С.В. Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей: Часть 1 – Верификация расчетного метода // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. Зб. наук. пр. Тематичний випуск: “Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування”. – Х.: НТУ “ХПІ”. – 2008. – № 6. – С. 23-31.
9. Menter F.R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA J. – 1994. – 32, № 11. – P. 1299-1310.
10. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. – М.: Физматгиз, 1962. – 280 с.
11. Мамаев Б.И., Клебанов А.Г. Профильные потери в турбинной решетке // Теплоэнергетика. – 1970. – № 6. – С. 37-41.

Поступила в редакцию 12.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.И. Гнесин, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.

УДК 621.43.056

В.Е. КОСТЮК¹, В.Н. ГУСЕВ², А.А. КОНОПЛЕНКО¹¹Национальный аэрокосмический университет
им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина²ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

МЕТОДЫ РАСЧЕТА ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА АВИАЦИОННЫМИ ГТД

Выполнен обзор подходов к математическому моделированию процессов в камерах сгорания авиационных газотурбинных двигателей, применяемых для прогнозирования уровней выбросов оксидов азота в окружающую среду. Рассмотрены способы нормирования и оценки уровней выбросов, основные механизмы химических реакций образования и разложения оксидов азота при горении реактивных топлив. Дана классификация математических моделей. Обоснован необходимый уровень физико-математического моделирования в зависимости от этапа разработки камер сгорания. Показаны особенности применения различных методов расчета.

газотурбинный двигатель, камера сгорания, оксиды азота, математическое моделирование

Введение

Оксиды азота, обозначаемые общей формулой NO_x , относятся к наиболее вредным примесям, поступающим в атмосферу с отработавшими газами авиационных газотурбинных двигателей (ГТД): они высоко токсичны, способствуют образованию «смога», кислотных дождей и истончению озонового слоя атмосферы.

Прогнозирование уровней выбросов NO_x на стадии проектирования позволяет существенно сократить время на изготовление и доводку принципиально новых малотоксичных конструкций камер сгорания (КС) ГТД. Обеспечение точности таких расчетов – актуальная научная задача, имеющая большое практическое значение.

Известные подходы к прогнозированию выбросов NO_x отличаются большим разнообразием, а оценки их эффективности применительно к авиационным ГТД – неоднозначностью [1 – 5].

Цель данной работы – на основе анализа современного состояния проблемы прогнозирования выбросов NO_x авиационными газотурбинными двигателями определить область применимости и приоритетные направления совершенствования различных подходов к математическому моделированию про-

цессов в КС для решения задач их разработки и модификации.

1. Нормирование и оценка выбросов

Экологическая оценка авиационных ГТД как источников загрязнения воздуха предполагает учет химического состава и количества отработавших газов, а также энергетических показателей ЛА в конкретных или осредненных условиях эксплуатации.

Украина, являясь членом Международной организации гражданской авиации (ИКАО), руководствуется нормами международного контроля за выбросами вредных веществ.

Основной нормой ИКАО является цикл «взлет – посадка». Этот цикл включает оба предельных режима работы двигателя – малый газ и взлетный режим (максимальной тяги). Первый дает основную часть выбросов продуктов недожога, второй – NO_x и дыма.

Выход вредного вещества j на каждом режиме работы двигателя оценивается индексом эмиссии EI_j , который представляет собой количество вредного вещества j в граммах, выделившегося при сгорании одного килограмма топлива.

В качестве контрольного параметра эмиссии P_j используется отношение массы M_j вещества j в граммах, выделяющейся за стандартный цикл, к взлетной тяге двигателя $P_{взл}$ в килоньютонах.

Зная индекс эмиссии вещества EI_j на каждом режиме работы двигателя, можно вычислить массу вредного вещества, выделившегося за стандартный взлетно-посадочный цикл:

$$M_j = \sum_i (EI_j)_i G_{mi} t_i, \quad (1)$$

где G_{mi} – расход топлива в кг/с и t_i – время работы в с на каждом из i режимов стандартного цикла.

Если выразить значение G_{mi} через удельный расход топлива и тягу $G_{mi} = C_{yoi} P_i / 3600$ и разделить обе части равенства (1) на $P_{взл}$, то получим выражение параметра эмиссии в следующем виде:

$$P_j = M_j / P_{взл} = 0,278 \sum_i (EI_j)_i C_{yoi} \bar{P}_i t_i. \quad (2)$$

Таким образом, величина P_j зависит не только от совершенства КС, характеризуемого величинами EI_j , но и от значений C_{yoi} , которые характеризуют экономичность двигателя в целом и зависят от параметров его термодинамического цикла и совершенства всех узлов.

Для оксидов азота:

$$EI_{NO_x} = \frac{M_{NO_x}}{\mu} (1 + \alpha_i L_0) \kappa_{NO_x} \cdot 10^{-3}, \quad (3)$$

где $M_{NO_x} = 46,008$ – молекулярная масса NO_x ; $\mu = 29$ – молекулярная масса отработавших газов; κ_{NO_x} – концентрация NO_x в частях на миллион (ppm).

2. Механизмы образования NO

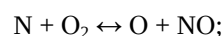
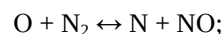
В КС авиационных ГТД возможны четыре механизма образования NO:

- через диссоциацию молекулярного кислорода при температурах выше 1800 К и взаимодействии атомов N с радикалами OH (термические NO);
- через взаимодействие азота с радикалами CH и CH_2 , образующимися при разрушении слож-

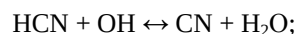
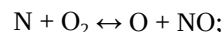
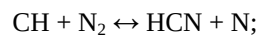
ных молекул углеводородного горючего во фронте пламени (быстрые NO);

- через реакции с образованием N_2O в качестве промежуточного соединения;
- в результате превращения NO_2 , возникшего в зоне горения, обратно в NO в послепламенной зоне.

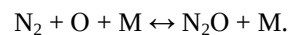
Термический механизм состоит из следующих элементарных реакций [6]:



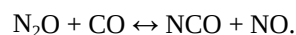
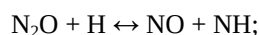
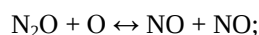
Механизм быстрого образования NO включает реакции [7]:



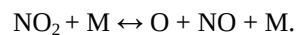
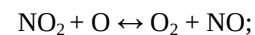
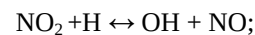
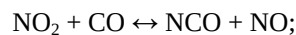
Механизм образования NO из N_2O аналогичен термическому механизму, но в присутствии третьей частицы M в реакции образуется молекула N_2O [8]:



NO образуется вследствие последующих реакций молекул N_2O с атомами O, H и молекулами CO:



Механизм образования NO из NO_2 включает реакции [9]:



3. Математические модели КС

В настоящее время отсутствует общепринятая классификация моделей КС, пригодных для расчета выбросов NO, так же как и само определение модели.

В работе [10] предложено наиболее общее определение: под моделью понимается объект любой природы, способный замещать исследуемый объект так, что его изучение дает новую информацию об этом объекте.

Будем называть моделью функциональную связь или связи между различными параметрами, характеризующими физический процесс. Эти связи могут выражаться посредством алгебраических, дифференциальных или интегральных уравнений, которые в общем случае не имеют явного решения. Моделирование можно определить как процедуру построения модели на основе экспериментальных результатов и (или) теоретических положений.

В зависимости от доли эксперимента и теории, положенных в основу модели КС, в работах [1, 2] их относят к эмпирическим, полуэмпирическим или теоретическим. Последние, в свою очередь, подразделяют на модульные и континуальные.

Эмпирические модели представляют собой корреляционные зависимости между экспериментально установленными индексами эмиссии NO_x , свойствами топлива и параметрами двигателя. Простейшие из них имеют вид линейных зависимостей, некоторые могут быть представлены в виде полиномов высоких степеней и других явных функций [11].

К полуэмпирическим относят модели, полученные на основе элементарных физических представлений, содержащие в качестве переменных режимные параметры или комбинацию режимных и конструктивных параметров [12].

В модульных моделях КС разбивается на модули (участки, зоны), в которых рассчитываются наиболее характерные для них процессы.

Многие модульные модели представляются различными комбинациями последовательно и параллельно расположенных химических реакторов того или иного типа: гомогенный (идеального смешения), проточный (идеального вытеснения) и др. [9, 13].

Континуальные модели КС широко применяются в методе вычислительной аэрогидродинамики (ВАГД) [14 – 16], использующем в качестве базовой физическую модель вязкой жидкости и ее математическую модель – систему уравнений Навье–Стокса с соответствующими краевыми условиями. К ним могут быть добавлены модели локальных явлений (химических реакций, дисперсной фазы, фазовых переходов, взаимодействия между фазами) и излучения.

Численное решение дифференциальных уравнений в частных производных осуществляется итерационно методами конечных разностей, конечных (контрольных) объемов или конечных элементов, а обыкновенных дифференциальных уравнений – методами типа Рунге-Кутты.

В работе [3] использована классификация методов, используемых при моделировании КС, с выделением интегрального, реакторного, струйного, последовательно-одномерного, сетевого, численного (ВАГД) и модульного методов.

В работе [5] предложено классифицировать модели КС по уровням сложности, традиционно применяемым для моделей ГТД.

В модели 1-го уровня сложности КС рассматривается как «черный ящик». Зависимости между входными и выходными параметрами аппроксимируются сложными функциями вида

$$Z = f(U; V),$$

где $Z = (z_1, z_2, z_3, \dots)$ – вектор основных параметров КС; U – вектор переменных параметров; V – вектор констант.

В качестве такой модели может быть использована, например, модель гомогенного реактора.

Модели 2-го уровня сложности представляют собой систему черных ящиков, каждый из которых описывает одну из основных зон КС.

В общем виде математическая модель 2-го уровня сложности запишется в виде

$$Z = f(U; X; V),$$

где $X = (x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ – вектор параметров, учитывающих связь между отдельными зонами. Векторы X, V описывают каждую зону.

В моделях 3-го уровня сложности применяется квазиодномерная модель течения, где используются основные геометрические размеры проточной части. Модель в общем виде имеет вид

$$Z = f(R; U; V),$$

где $R = (r_1, r_2, r_3, \dots, r_n)$ – вектор геометрических параметров; U, V – векторы, описывающие изменение параметров по длине КС.

В целях приведения сложных моделей к более простым расчеты ведутся по упрощенным формулам. Возникающие ошибки компенсируются поправочными коэффициентами, которые уточняются при экспериментальных испытаниях.

В моделях 4-го уровня сложности используются уравнения для расчета пространственного течения, например трехмерные уравнения Навье–Стокса, позволяющие рассчитывать сложные течения с горением.

Нетрудно видеть, что рассмотренные выше классификации образуют пересекающиеся множества, в которых смысловая доминанта принадлежит эмпирическим, реакторным и континуальным (ВАГД) моделям.

Эмпирические модели фактически являются тщательно откорректированными обобщениями эксперимента, поэтому их нельзя применять для расчетов КС, значительно отличающихся от прототипов.

Реакторные модели КС практически не имеют ограничений по подробности описания химической кинетики, но используют упрощенное описание гидромеханики и тепломассообмена, вследствие чего требуют идентификации с данными натурного или вычислительного (методами ВАГД) эксперимента.

Современные методы ВАГД позволяют определять значения термогазодинамических и физико-

химических параметров среды практически в каждой точке объема КС с учетом турбулентного характера течения, наличия химических реакций, испаряющихся капель распыленного топлива и излучения, что открывает возможность прогнозирования эмиссионных характеристик проектируемой камеры с минимальным привлечением эмпирических данных. Недостатком континуальных моделей являются повышенные требования к вычислительным ресурсам, из-за чего, как правило, не удается включить в них сложные кинетические схемы.

В связи с этим находит применение «гибридный» метод расчета выбросов NO_x [9, 13], при котором результаты предварительного континуального моделирования КС в упрощенной постановке (поле течения, поле температуры, форма зоны реакции) затем используются для разработки подробной реакторной модели КС.

Заключение

1. Эмпирические методы расчета выбросов NO_x надежны только для экспериментально изученной совокупности условий. Область применения этих методов – этап формирования облика КС, незначительно отличающейся от прототипа, а также анализ рабочего процесса двигателя в целом.

2. Теоретические методы применимы для расчетов выбросов NO_x в широком диапазоне режимов работы и геометрии КС, поэтому они могут использоваться на всех этапах ее проектирования. В то же время они требуют значительных затрат времени на разработку и освоение соответствующего программного обеспечения.

3. Реакторные модели целесообразно использовать для детального исследования процессов образования NO_x , особенно в конструкциях, для которых имеется мало предыдущего опыта.

4. Применение континуальных моделей требует подробного описания геометрии и значительных

вычислительных ресурсов, поэтому расчет выбросов NO_x методами ВАГД целесообразен на этапах окончательного проектирования и доводки КС.

Литература

1. Меллор А.М. Загрязнение атмосферы газотурбинными двигателями // Образование и разложение загрязняющих веществ в пламени. – М.: Машиностроение, 1981. – С. 217-260.

2. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. – М.: Мир, 1986. – 566 с.

3. Харитонов В.Ф. Методы, используемые при моделировании камер сгорания ГТД // Изв. вузов. Авиационная техника. – 2001. – № 3. – С. 23-25.

4. Постников А.М. Снижение оксидов азота в выхлопных газах ГТУ. – Самара: Самарский НЦ РАН, 2002. – 286 с.

5. Мингазов Б.Г. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. – Казань: Казан. гос. техн. ун-т, 2004. – 220 с.

6. Correa S.M. A review of NO_x formation under gas-turbine combustion conditions // Comb. Sci. Technol., 1992.

7. Fenimore C.P. Studies of fuel-nitrogen in rich flame gases // 17th Symp. (Int.) Combustion: The Combustion Institute. Pittsburg, 1979.

8. Wolfram J. Bildung von Stickstoffoxiden bei der Verbrennung // Chemie-Ingenieur-Technik, 1972.

9. Возможности применения детальной кинетики химических реакций для анализа рабочего процесса в камерах сгорания ГТУ / П.А. Бухштаб, В.М. Захаров, Р.С. Кашапов [и др.] // Первый межведом. науч.-техн. семинар по проблемам низкоэмиссионных камер сгорания газотурбинных установок «Опыт разработки, проблемы создания и перспективы развития низкоэмиссионных камер сгорания ГТУ»: Тез докл. (14-16 дек., 2004). – М.: ЦИАМ, 2004.

10. Тунаков А.П. Методы оптимизации при доводке и проектировании газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1979. – 181 с.

11. Correlations adaptation for optimal emissions prediction / A. Tsalavoutas, N. Thoma, K. Mathioudakis [et al.] // Proceedings of ASME TurboExpo 2007. Montreal. (May 14-17, 2007) (GT2007-27060). – 11 pp.

12. Математическая модель процессов образования и расчета загрязняющих веществ и оптимизация камер сгорания ГТД / А.А. Саркисов, О.А. Рудаков, Н.Д. Саливон [и др.] // Теплоэнергетика. 2000. – № 5. – С. 52-55.

13. Micro Gas Turbine Combustor Emissions Evaluation Using the Chemical Reactor Modelling Approach / C. Russo, G. Mori, V.V. Anisimov [et al.] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2007. Montreal. (May 14-17, 2007) (GT2007-27687). – 12 pp.

14. Куценко Ю.Г. Применение численных методов газовой динамики для расчета камеры сгорания газотурбинного двигателя ПС-90А // Изв. вузов. Авиационная техника. – 2004. – № 3. – С. 67-71.

15. Кобзарь С.Г., Халатов А.А. Апробация упрощенной модели расчета горения и формирования оксидов азота при сжигании жидкого топлива // Пром. теплотехника. – 2006. – № 3. – С. 62-69.

16. Сербин С.И., Мостипаненко А.Б. Исследование механизмов образования оксида азота в камере сгорания газотурбинной установки типа «Водолей» // Авиационно-космическая техника и технология. – 2006. – № 7 (33). – С. 93-97.

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. П.М. Канило, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.

УДК 629.124.74

А.А. ТАРАСЕНКО*Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова, Николаев, Украина***ЧАСТИЧНЫЕ РЕЖИМЫ УСТРОЙСТВ ТИПА
ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ В СУДОВЫХ ГТД**

Рассматривается характеристика устройства типа газодинамическое сопротивление на частичных режимах. Получена зависимость коэффициента восстановления полного давления от относительного обобщенного расхода и параметра λ на номинальном режиме. Предложен способ представления характеристики устройства типа газодинамическое сопротивление в виде зависимости обобщенного относительного расхода на входе в устройство и выходе из него. Также предложен алгоритм расчета этой характеристики. Приведены результаты расчета характеристик на ЭВМ, полученные в виде графиков. Эти графики носят универсальный характер и могут быть применены для дозвуковых режимов работы при расчетах коэффициентов восстановления полного давления

коэффициент восстановления полного давления, расход, характеристика**Введение**

При расчетах параметров газотурбинных двигателей на частичных режимах важно определить потери давления по тракту двигателя. Особенно это важно в режиме запуска, работы в режиме сопровождения стартером и анализе состояний типа «горячее зависание».

1. Формулирование проблемы

Необходимо определить коэффициент восстановления полного давления устройств типа газодинамическое сопротивление в судовых ГТД в зависимости от параметров номинального режима и обобщенного параметра расхода [1].

1.1. Общие соотношения. В экспериментальной газодинамике потери полного давления оцениваются по формуле [2]:

$$\Delta P^* = P_1^* - P_2^* = \xi \cdot \frac{\rho_1 \cdot V_1^2}{2}, \quad (1)$$

где ΔP^* – потери давления в устройстве;

P_1^* – полное давление на входе в устройство;

P_2^* – полное давление на выходе из устройства;

ξ – коэффициент потерь в устройстве;

ρ_1 – плотность газа на входе в устройство;

V_1 – скорость газа на входе в устройство.

Часто потери оценивают коэффициентом восстановления полного давления:

$$v = P_2^* / P_1^*.$$

Учитывая (1), запишем:

$$v = P_2^* / P_1^* = 1 - \xi \cdot \frac{\rho_1 \cdot V_1^2}{2 \cdot P_1^*}. \quad (2)$$

Учитывая, что расход газа $G = \rho_1 \cdot V_1 \cdot F$, где F – площадь сечения, выражение (2) можно записать в следующем виде:

$$1 - v = \xi \cdot \frac{G \cdot V_1}{2 \cdot F \cdot P_1^*} = \frac{G \cdot \sqrt{T_1^*}}{P_1^*} \cdot \frac{\xi \cdot V_1}{2 \cdot F \cdot \sqrt{T_1^*}}. \quad (3)$$

Применяя теорию подобия, оперируют упомянутым выше обобщенным расходом газа:

$$G_{об} = \frac{G \cdot \sqrt{T_1^*}}{P_1^*}. \quad (4)$$

Тогда уравнение (3) будет выглядеть следующим образом:

$$1 - v = G_{об} \cdot \frac{\xi \cdot V_1}{2 \cdot F \cdot \sqrt{T_1^*}}.$$

Умножив и разделив правую часть этого выражения на плотность, получим:

$$1-v = G_{об} \cdot \xi \cdot \frac{V_1 \cdot \rho_1}{2 \cdot \frac{P_1}{R T_1} \cdot F \cdot \sqrt{T_1^*}}.$$

В этой формуле учтено, что $\rho_1 = \frac{P_1}{R T_1}$.

После преобразований получим

$$1-v = \xi \cdot G_{об} \cdot \frac{G}{2 \cdot \frac{P_1^* \cdot \pi(\lambda)}{R \cdot T_1^* \cdot \tau(\lambda)} \cdot F^2 \cdot \sqrt{T_1^*}}$$

или
$$1-v = \xi \cdot G_{об} \cdot \frac{G \cdot \sqrt{T_1^*}}{P_1^*} \cdot \frac{R \cdot \tau(\lambda)}{2 \cdot F^2 \cdot \pi(\lambda)}.$$

В этих выражениях $\pi(\lambda)$ и $\tau(\lambda)$ – газодинамические функции. Учитывая (4), запишем последнее выражение в виде:

$$1-v = \xi \cdot G_{об}^2 \cdot \frac{R \cdot \tau(\lambda)}{2 \cdot F^2 \cdot \pi(\lambda)}. \quad (5)$$

Выражение аналогичное (5) можно записать для номинального режима. Тогда:

$$\frac{1-v}{1-v_n} = \frac{G_{об}^2 \cdot \frac{\tau(\lambda)}{\pi(\lambda)}}{G_{обн}^2 \cdot \frac{\tau(\lambda_n)}{\pi(\lambda_n)}}$$

или, обозначив $\bar{G} = \frac{G_{об}}{G_{обн}}$ и $k_{-G} = \frac{1-v}{1-v_n}$, получим

$$k_{-G} = \frac{1-v}{1-v_n} = \bar{G}^2 \cdot \frac{\tau(\lambda) \cdot \pi(\lambda_n)}{\tau(\lambda_n) \cdot \pi(\lambda)}.$$

Обозначив

$$k_{-Ln} = \frac{\tau(\lambda) \cdot \pi(\lambda_n)}{\tau(\lambda_n) \cdot \pi(\lambda)}, \quad (6)$$

запишем

$$k_{-G} = \frac{1-v}{1-v_n} = \bar{G}^2 \cdot k_{-Ln}. \quad (7)$$

После несложных преобразований получим

$$v = 1 - (1-v_n) \cdot \bar{G}^2 \cdot \frac{\tau(\lambda) \cdot \pi(\lambda_n)}{\tau(\lambda_n) \cdot \pi(\lambda)}$$

или

$$v = 1 - (1-v_n) \cdot \bar{G}^2 \cdot k_{-Ln}. \quad (8)$$

Учитывая (7), можно записать

$$v = 1 - (1-v_n) \cdot k_{-G}.$$

На практике часто полагают $k_{-Ln} = 1$ и пользуются приближенной формулой:

$$v = 1 - (1-v_n) \cdot \bar{G}^2.$$

Из определения газодинамической функции

$$q(\lambda) \text{ следует что, } \bar{G} = \frac{q(\lambda)}{q(\lambda_n)}, \text{ тогда, зная } \lambda_n,$$

можно вначале определить $q(\lambda_n)$, а затем, зная

$$\bar{G}, \text{ можно найти } q(\lambda) = \bar{G} \cdot q(\lambda_n).$$

2. Решение проблемы

Цель дальнейшего анализа – определить коэффициент $k_{-Ln} = k_{-Ln}(\bar{G}, \lambda_n)$. Обычно параметры номинального режима известны и в том числе λ_n , а относительный обобщенный расход $\bar{G}$ характеризует частичный режим. Эта зависимость может быть представлена в виде серии графиков для различных λ_n . Для дозвуковых режимов λ_n лежит в диапазоне $0 \div 1$, в то время как $\bar{G}$ также изменяется в пределах $0 \div 1$.

Вычисление проводим в следующей последовательности:

1. Задаемся λ_n в диапазоне $0 \div 1$.
2. Задаемся λ в диапазоне $\lambda_n \div 0$.
3. Вычисляем $q(\lambda)$ и $q(\lambda_n)$.

4. Вычисляем $\bar{G} = \frac{q(\lambda)}{q(\lambda_n)}$.

5. Определяем $k_{-Ln} = \frac{\tau(\lambda) \cdot \pi(\lambda_n)}{\tau(\lambda_n) \cdot \pi(\lambda)}$.

6. k_{-G} и v определяем согласно выражениям (7) и (8).

Результаты расчетов приведены на рис. 1.

На рис. 1 параметр G_{in} это $\bar{G} = \frac{G_{об}}{G_{обн}}$. Анало-

гичный параметр можно рассмотреть на выходе из

устройства. Обозначим его через G_{ou}

$$G_{ou} = \frac{G \cdot \sqrt{T_1}}{P_2} \cdot \frac{P_{2H}}{G_H \cdot \sqrt{T_{1H}}}.$$

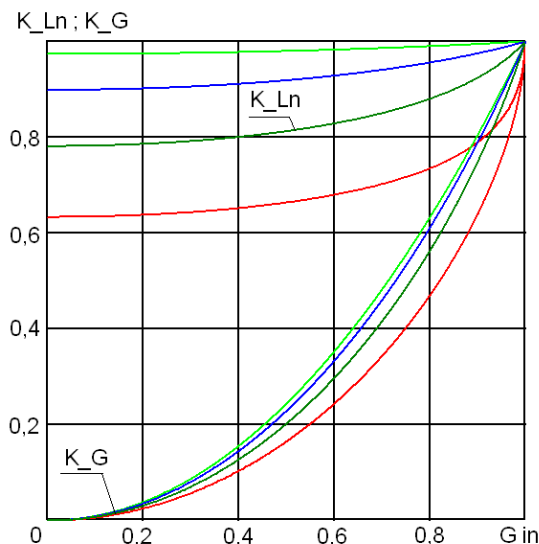


Рис. 1. Зависимости k_G и k_{Ln} при $\lambda_H = 1,0; 0,75; 0,5$ и $0,25$

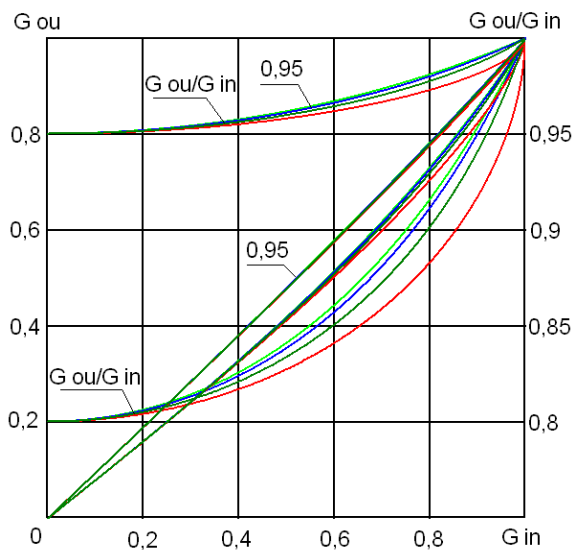


Рис. 2. Зависимости $G_{ou} - G_{in}$ для $v_H = 0,95$ и $0,8$ при $\lambda_H = 1,0; 0,75; 0,5$ и $0,25$

Учитывая $P_2 = P_1 \cdot v$ и $P_{2H} = P_{1H} \cdot v_H$, запишем

$$G_{ou} = \frac{v_H}{v} \cdot \frac{G \cdot \sqrt{T_1}}{P_1} \cdot \frac{P_{1H}}{G_H \cdot \sqrt{T_{1H}}}.$$

Учитывая (4), получим

$$\frac{G_{ou}}{G_{in}} = \frac{v_H}{v}. \quad (9)$$

Из выражения (9) следует, что характеристика устройства может быть задана таблицей (графиком)

$$G_{ou} - G_{in}$$

или зависимостью

$$\frac{G_{ou}}{G_{in}} = \frac{v_H}{v} = f(G_{in}).$$

Эта зависимость может быть вычислена с помощью выражения (8) и использования графика рис. 1.

Следует отметить, что при $G_{in} = 0$ отношение (9) будет стремиться к v_H , что видно на рис. 2. Действительно $v = 1$ при $G_{in} = 0$.

Разработанная методика позволяет получить характеристику аналогичную рис. 2 для любого значения v_H и λ_H , меньших 1.

Заключение

Можно сделать вывод о автомодельности относительно λ_H для $\lambda_H < 0,5$, при этом характеристика устройства определена зависимостью $G_{ou} - G_{in}$.

Литература

1. Романовский Г.Ф., Ващенко М.В., Сербин С.И. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.
2. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч. I. – М.: Машиностроение, 1977. – 312 с.

Поступила в редакцию 27.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.Р. Ткач, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.

УДК 629.12

Ф.А. СЛОБОДКИНА, В.В. МАЛИНИН, Д.Ю. ШИГАПОВА

*Российский государственный университет нефти и газа
им. И.М. Губкина, Москва, Россия***ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ФЛЮИДА В СТУПЕНИ НАСОСА
МЕТОДАМИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

Работа посвящена математическому и численному моделированию течения среды в ступени центробежного насоса. Поставленная задача представляет собой сложную физико-математическую проблему, т.к. изучается течение в трехмерном канале, где имеются повороты потока на большие углы и вращающиеся элементы. В работе сформулирована начально-краевая задача для уравнений в частных производных (уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу), описывающих 3-х мерное нестационарное вязкое турбулентное течение среды в ступени насоса. В качестве модели турбулентности использовалась $k-\varepsilon$ модель. В качестве численного метода использован конечно-разностный метод второго порядка точности. Проведенные расчеты позволили получить детальное распределение параметров в ступени и оценить возможные критические ситуации в работе устройства. Результаты численного моделирования проанализированы, получены их интегральные характеристики и сопоставлены с имеющимися экспериментальными данными и упрощенными аналитическими моделями. Сравнение с экспериментом показало хорошее качественное и количественное соответствие результатов математического моделирования и эксперимента.

моделирование, течение флюида, насос, уравнения Навье-Стокса, турбулентность, вихреобразование

**1. Математическое описание течения
в ступени центробежного насоса**

Общий вид ступени центробежного насоса в разрезе (вид со стороны входа и со стороны выхода) представлен на рис. 1. Стрелками показано направление течения жидкости.

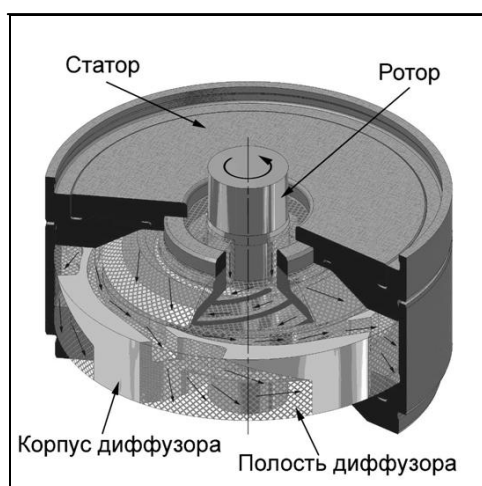


Рис. 1. Ступень центробежного насоса

Флюид, подлежащий перекачке, поступает в ротор, затем — в неподвижную часть, находящуюся в плоскости ротора, далее перетекает в полость диффузора и затем снова в ротор следующей ступени.

Течение в ступени представляет собой сложный газодинамический процесс, поскольку канал, по которому движется среда, состоит из межлопаточного пространства, вращающегося с угловой скоростью Ω , затем следует межлопаточный неподвижный канал статора, и затем поток поворачивает на большой угол (180°), перетекая в межлопаточное пространство канала диффузора. В каждом из перечисленных каналов существенно трение о стенки, а диффузорность их формы способствует отрыву потока и его турбулизации [1, 2].

Необходимым условием решения задачи является задание полной 3D геометрии всей проточной части.

Указанные особенности требуют использования для расчета такого течения моделей высшего уров-

ня, то есть таких, которые включают вязкость среды, турбулентность течения, развивающегося в канале сложной трехмерной геометрии.

Переход от вращающейся части к неподвижной необходимо осуществлять через осреднение параметров потока, поступающего из ротора, с учетом периодичности в соответствии с числом лопаток ротора [3, 4].

В соответствии со сказанным при расчетах течения в неподвижных областях проточной части насоса (в элементах статоров, направляющих устройств и др.) удобно использовать абсолютную цилиндрическую систему координат, а для вращающихся областей проточной части (в элементах ротора) – относительную систему координат, вращающуюся с соответствующей угловой скоростью ротора Ω .

Исходные уравнения, представляющие собой усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса, записываются в дивергентной форме для цилиндрической системы координат (x, r, φ) , вращающейся с угловой скоростью Ω [5, 6]. Среда предполагается однофазной сжимаемой вязкой, подчиняющейся двухпараметрическому уравнению состояния. Течение – турбулентное. Эти общие предположения при написании уравнений удобны в дальнейшем при развитии темы. Все ограничения, используемые в расчетах данной работы, будут оговариваться особо.

Итак, запишем усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса в цилиндрической системе координат (x, r, φ) , вращающейся с угловой скоростью Ω ,

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial r} + \frac{\partial E}{\partial \varphi} = K; \quad (1)$$

$$F = F_i - F_v; \quad G = G_i - G_v; \quad E = E_i - E_v;$$

$$U = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho v_x \\ \rho v_r \\ \rho v_\varphi \\ e \end{bmatrix};$$

$$F_i = \begin{bmatrix} \rho v_x \\ \rho v_x^2 + p \\ \rho v_x v_r \\ \rho v_x v_\varphi \\ (e + p) v_x \end{bmatrix}; \quad F_v = \frac{1}{\text{Re}} \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{xx} \\ \tau_{xr} \\ \tau_{x\varphi} \\ A_x \end{bmatrix}; \quad G_i = \begin{bmatrix} \rho v_r \\ \rho v_x v_r \\ \rho v_r^2 + p \\ \rho v_r v_\varphi \\ (e + p) v_r \end{bmatrix};$$

$$G_v = \frac{1}{\text{Re}} \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{xr} \\ \tau_{rr} \\ \tau_{r\varphi} \\ A_r \end{bmatrix}; \quad E_i = \frac{1}{r} \begin{bmatrix} \rho v_\varphi \\ \rho v_x v_\varphi \\ \rho v_r v_\varphi \\ \rho v_\varphi^2 + p \\ (e + p) v_\varphi \end{bmatrix}; \quad E_v = \frac{1}{\text{Re} r} \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{x\varphi} \\ \tau_{r\varphi} \\ \tau_{\varphi\varphi} \\ A_\varphi \end{bmatrix};$$

$$K = \frac{1}{r} \begin{bmatrix} -\rho v_r \\ -\rho v_x v_r + \text{Re}^{-1} \tau_{xr} \\ \rho \left((v_\varphi + \Omega r)^2 - v_r^2 \right) + \text{Re}^{-1} (\tau_{rr} - \tau_{\varphi\varphi}) \\ -2\rho v_r (v_\varphi + \Omega r) + 2\text{Re}^{-1} \tau_{r\varphi} \\ -v_r (e + p) + \text{Re}^{-1} A_r \end{bmatrix};$$

$$\tau_{xx} = (\lambda + 2\mu) \frac{\partial v_x}{\partial x} + \lambda \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{v_r}{r} \right);$$

$$\tau_{xr} = \mu \left(\frac{\partial v_r}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial r} \right); \quad \tau_{x\varphi} = \mu \left(\frac{\partial v_\varphi}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_x}{\partial \varphi} \right);$$

$$\tau_{rr} = (\lambda + 2\mu) \frac{\partial v_r}{\partial r} + \lambda \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{v_r}{r} \right);$$

$$\tau_{r\varphi} = \mu \left(r \frac{\partial}{\partial r} \frac{v_\varphi}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} \right);$$

$$\tau_{\varphi\varphi} = (\lambda + 2\mu) \frac{\partial v_\varphi}{r \partial \varphi} + \lambda \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} \right) + 2\mu \frac{v_r}{r};$$

$$A_x = \tau_{xx} v_x + \tau_{xr} v_r + \tau_{x\varphi} v_\varphi + \frac{\mu}{\text{Pr}} \frac{\partial T}{\partial x};$$

$$A_r = \tau_{xr} v_x + \tau_{rr} v_r + \tau_{r\varphi} v_\varphi + \frac{\mu}{\text{Pr}} \frac{\partial T}{\partial r};$$

$$A_\varphi = \tau_{x\varphi} v_x + \tau_{r\varphi} v_r + \tau_{\varphi\varphi} v_\varphi + \frac{\mu}{\text{Pr} r} \frac{\partial T}{\partial \varphi};$$

$$P = P(\rho, S); \quad e = \rho \left[e^* + \frac{v_x^2 + v_r^2 + v_\varphi^2 - (\Omega r)^2}{2} \right];$$

$$\mu = \mu_1 + \mu_t; \quad \frac{\mu}{\text{Pr}} = \frac{\mu_1}{\text{Pr}_1} + \frac{\mu_t}{\text{Pr}_t},$$

где t – время;

ρ – плотность;

p – давление;

T – температура;

S – энтропия;

e^* – внутренняя энергия;

v_x, v_r, v_φ – физические компоненты относительной скорости вдоль осей x, r и φ ;

μ_1 и μ_t – коэффициенты молекулярной и турбулентной вязкости;

$\lambda = -(2/3)\mu$;

$Pr_1 = 0,72$ и $Pr_t = 0,9$ – числа Прандтля;

Re – число Рейнольдса.

Начальными условиями задачи являются заданные в момент времени $t = 0$ приближенные распределения гидродинамических параметров по всему рабочему пространству насоса. Эти распределения могут либо вычисляться из решения одномерной задачи для моделируемого режима работы насоса, либо задаваться простейшим образом (например, полное отсутствие движения флюида в ступени в момент запуска насоса).

Граничные условия задачи:

- на неподвижных стенках все компоненты скорости задаются равными нулю – условие прилипания,
- на подвижных стенках скорость $v_\varphi = \Omega$, остальные компоненты скорости равны нулю;
- на входе в насос задаются полные параметры набегающего потока, а также направление скорости;
- на выходе – статическое давление.

Задаваемые на входе и выходе насоса величины могут в общем случае быть функциями времени.

Другой вариант задания граничного условия на входе состоит в задании расхода флюида вместо полного давления. Такой подход дает более устойчивое решение, поэтому при проведении расчетов для надежности получаемых результатов моделировались параллельно два решения (на разных ПК) и проводилось их сравнение.

Для замыкания системы уравнений (1) необхо-

димо задать уравнения для вычисления турбулентной вязкости μ_t . В настоящей работе используется двухпараметрическая модель турбулентности $(q - \omega)$, которая дает лучшее приближение в роторных элементах [7]. Значения q и ω связаны с кинетической энергией турбулентности k и относительной диссипацией ε следующим образом: $q = k^{\frac{1}{2}}$, $\omega = \frac{\varepsilon}{k}$. Чтобы не выписывать уравнения для q и ω , сошлемся на работу [7, 8], где эти уравнения детально представлены.

Дифференциальные уравнения (1), дополненные дифференциальными уравнениями для определения μ_t , моделируют течение флюида во вращающейся системе координат. Численное решение такого рода систем уравнений представляет значительные сложности, связанные с требованием больших машинных ресурсов. При переходе в неподвижную систему координат - для описания течения в стационарных элементах - необходимо переписать эти уравнения с использованием якобиана перехода из одной системы в другую. Кроме того, при переходе в неподвижную систему координат все параметры потока, полученные на выходе из ротора, усредняются.

2. Построение расчетной сетки и алгоритма. Тестирование численной модели

Трехмерная модель рабочей ступени насоса была построена в пакете для трехмерного проектирования. Расчетная сетка, используемая в ходе проведения трехмерного гидродинамического расчета, построена с использованием сеточного генератора Ansys.

В качестве численного метода был выбран конечно-разностный метод второго порядка точности [9].

Прототипом ступени послужила ступень центробежного высокооборотного насоса ЭЦН.

При проведении расчетов из конструкции ротора вырезалась 1/7 часть в соответствии с количеством лопаток ротора, и рассматривалось течение в межлопаточном канале. Из конструкции статора вырезалась 1/5 часть в соответствии с количеством лопаток в статоре, и также рассматривалось течение в межлопаточном канале статора.

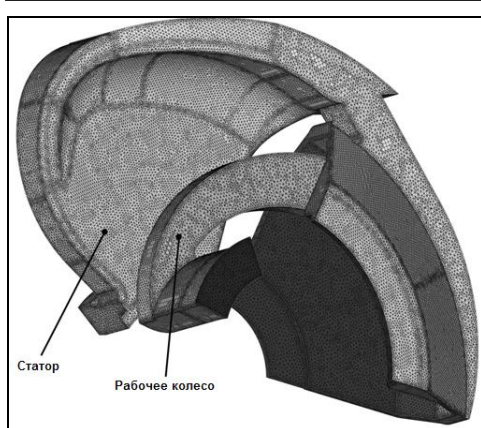


Рис. 2. Расчетная сетка

На выходе каждого из указанных устройств задавалось условие периодичности решения. Переход от ротора к статору осуществлялся путем осреднения параметров на выходе. Такой подход позволяет значительно экономить память и время счета на ПК. На входе в ротор распределение параметров считалось равномерным или с закруткой, соответствующей закрутке на выходе из предыдущей ступени, для того, чтобы исследуемую ступень можно было считать расположенной внутри насоса.

Для тестирования модели расчет проводился на грубой сетке – 6000000 ячеек и на двух вариантах мелких сеток: первый вариант – 1100000 и второй – 1600000 ячеек. Тестовые расчеты показали, что на грубой сетке результаты отличаются на ~10% от первой мелкой сетки. Различия результатов расчетов между первой и второй мелкими сетками не превышало ~ 0,3%. Такое незначительное отличие дало возможность выбирать, в каких случаях использовать то или иное разбиение. Рабочая сетка состояла из 1300000 ячеек при 6000 ячеек для разрешения пограничного слоя.

Численное решение базировалось на методе coupled solver – segregated solver – полная матрица Гаусса-Зейделя и поэтапное решение уравнений Навье-Стокса.

Тестирование показало, что вариант граничных условий с заданием Q – расхода на входе в ступень и P – давления на выходе сходится за 2 тыс. итераций, а вариант, где задается перепад давлений – за 6 тыс. итераций. В связи с этим основные численные исследования относятся к первому типу задания граничных условий.

Из предоставленных экспериментов известно, что наилучший режим достигается на 10000 оборотов в минуту и при расходах ~ 100 м³/сут.

Устойчивый счет достигался с использованием метода «малого параметра», то есть в данном случае путем постепенного перехода от малых оборотов к большему. Причем не все варианты с малыми оборотами досчитывались до конца, а только те, которые предполагалось демонстрировать для сравнительного анализа результатов.

3. Анализ полученных результатов

Численное моделирование проводилось для значений расходов от 10 до 160 м³/сут в широком диапазоне изменения значений оборотов. Для наглядности будем сравнивать результаты, полученные при объемном расходе $Q = 30$ и 160 м³/сут и $\Omega = 10000$ об/мин.

Проведем плоскость, перпендикулярную оси вращения и проходящую через среднюю линию высоты лопаток. Обозначим данное сечение как сечение А.

На рис. 3, 4 приведены распределения давлений и векторов скорости в сечении А в роторе и в статоре при расходах $Q = 30$ и 160 м³/сут.

Область ротора отделена от области статора линией, область статора сверху.

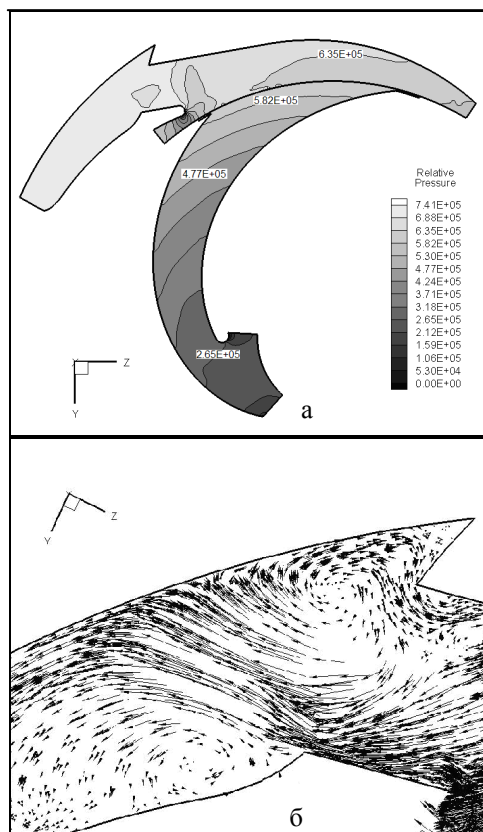


Рис. 3. Распределение:
а – относительного статического давления
в сечении А; б – поля скоростей в сечении А;
объемный расход $30 \text{ м}^3/\text{сут}$,
частота вращения ротора 10000 об/мин

Как следует из представленных результатов, перепад статического давления падает с ростом величины объемного расхода.

Результаты по перепаду давления для $Q = 100 \text{ м}^3/\text{сут}$ отличаются от $Q = 30 \text{ м}^3/\text{сут}$ на 6,43% (при изменении расхода на 70%), а результаты по перепаду давления для $Q = 160 \text{ м}^3/\text{сут}$ отличаются от $Q = 100 \text{ м}^3/\text{сут}$ на 6,57% (при изменении расхода на 60%). В поперечном сечении роторного канала параметры меняются мало. На всех картинках давление отсчитывается от базового давления насоса.

Как видно из приведенных результатов, наибольшее изменение давления в поперечном сечении роторного канала наблюдается при больших расходах. При малых расходах давление поперек канала отличается большей равномерностью.

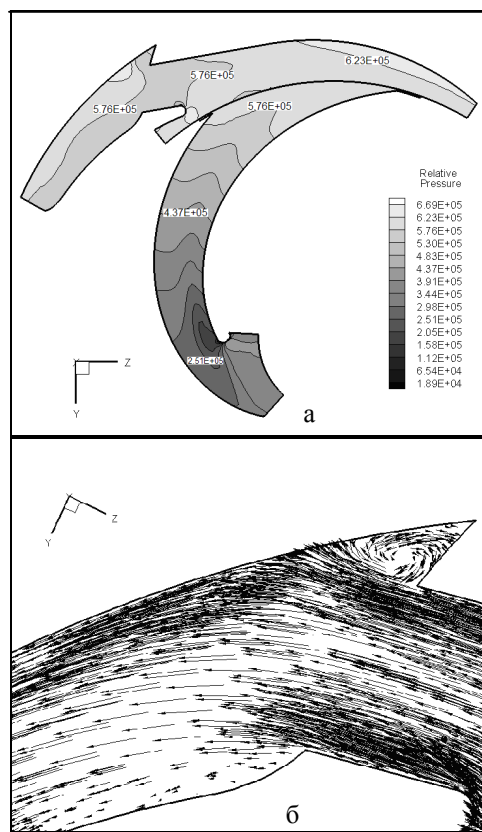


Рис. 4. Распределение:
а – относительного статического давления
в сечении А; б – поля скоростей в сечении А;
объемный расход $160 \text{ м}^3/\text{сут}$,
частота вращения ротора 10000 об/мин

Рассмотрим теперь распределение давления в статоре, примыкающем к роторному каналу. Как видно из рис. 3, а; 4, а, статическое давление в диффузоре статора меняется по величине сравнительно слабо (8,85%), однако в то же время обладает существенной неравномерностью. При больших расходах распределение давления в статоре – в центральной его части – близко к равномерному. При малых расходах (рис. 3, а) наибольшее давление наблюдается в той части статора, где поток вытекает, поворачивая на 90° , и перетекает на обратную сторону ступени. Выходная часть статора имеет резкое расширение, что тормозит поток с образованием вихревых структур и может приводить к запырению канала.

Это явление обнаруживается также и при демонстрации поля скоростей, представленных на рис. 3, б; 4, б в том же сечении А. При малых расходах

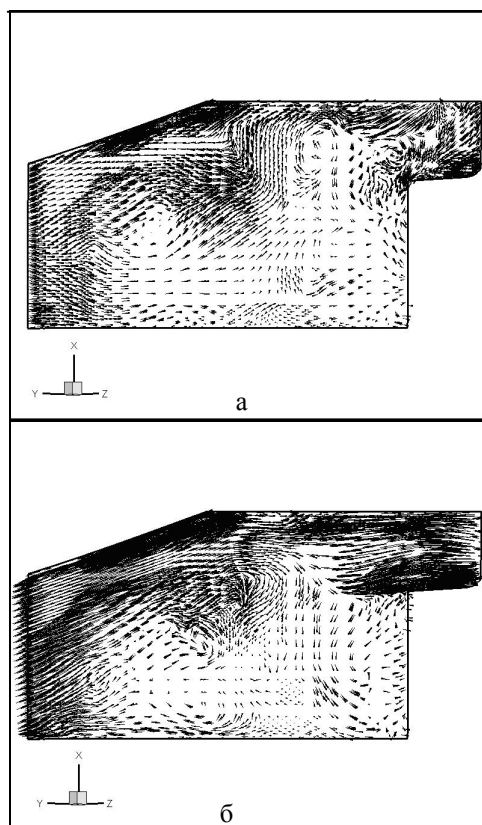


Рис. 5. Поле векторов скоростей в сечении Б:
а – объемный расход $30 \text{ м}^3/\text{сут}$, частота вращения ротора 10000 об/мин; б – объемный расход $100 \text{ м}^3/\text{сут}$, частота вращения ротора 10000 об/мин

(рис. 3, б) видно образование вихревых пятен, загромаждающих проходное сечение канала вблизи выхода. Торможение потока на выходе из статора приводит к отрыву пограничного слоя, росту степени турбулентности потока и соответственно к большим потерям. Такие явления крайне нежелательны при работе насоса и могут быть компенсированы только перепрофилированием выходного участка статора. При возрастании расхода это явление становится все менее выраженным (рис. 3 и 4).

Для лучшего представления о пространственной картине течения рассмотрим вектора скоростей в плоскости Б.

Данные, приведенные на рис. 5, показывают, что вихревая структура течения характерна как для малых, так и для больших расходов. Турбулентный вихревой поток распространяется в полость на обратной стороне ступени, поворачивая дважды на

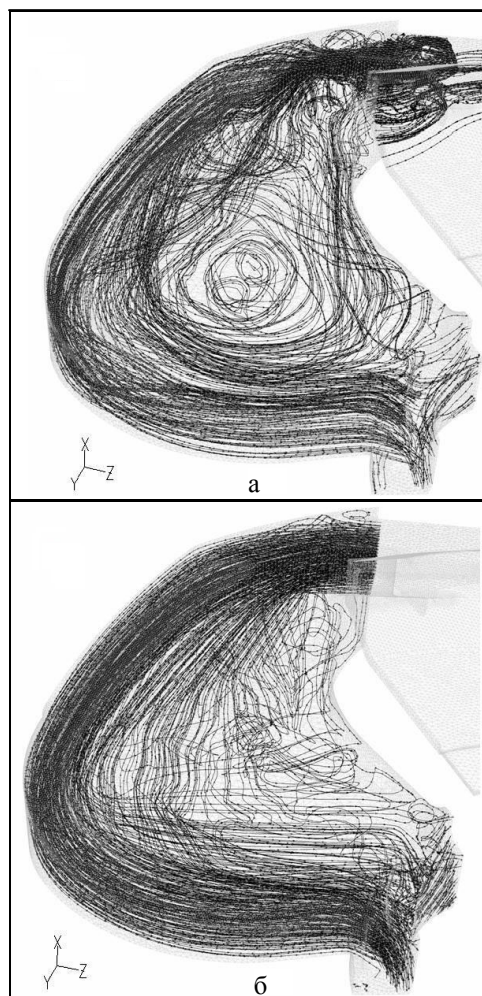


Рис. 6. Линии тока в полости выходного диффузора статора: а – объемный расход $30 \text{ м}^3/\text{сут}$, частота вращения ротора 10000 об/мин; б – объемный расход $160 \text{ м}^3/\text{сут}$, частота вращения ротора 10000 об/мин

90° . С возрастанием расхода вихри становятся крупнее и жидкость протекает в значительно суженном сечении. Таким образом, в полость на обратной стороне ступени попадает поток с высокой степенью турбулентности, и течение в ней содержит развитые вихревые структуры.

На рис. 6 представлены пространственные линии тока в полости перед входом в следующую ступень. На рис. 6, а хорошо виден центральный вихрь, а также группа меньших вихрей, локализованных вблизи кромки выходного сечения канала статора. На рис. 6, б также видны упомянутые выше вихри, но в силу того, что средние значения скоростей при больших расходах выше, то и абсолютные значения интенсивности вихрей растут с увеличением объемного расхода.

С ростом объемного расхода жидкости через ступень количество вихрей в полости статора растет. Так, единственный вихрь в центре полости (рис. 6, а) сначала дробится на несколько меньших по размеру вихрей, а затем вовсе трансформируется в систему хаотически распределенных малых вихрей с нечеткими границами (рис. 6, б).

Как видно из рис. 6, помимо вихрей, возникающих во входном канале полости статора (что вызвано недостаточно качественным профилированием этого канала), поток испытывает существенное перерасширение при выходе из канала статора непосредственно в полость. При этом скорость потока резко падает и образуется большой присоединенный вихрь, начинающийся сразу за прямой кромкой входного канала диффузора статора. Основной поток, потеряв свою скорость, продолжает по инерции двигаться к внешней стенке полости диффузора.

Геометрия этой стенки выбрана таким образом, чтобы погасить закрутку потока и перевести его в чисто радиальный на выходе из полости. Однако геометрия полости диффузора приводит к тому, что наряду с течением вдоль внешней стенки возникает вихревое течение жидкости в самой полости. При этом образующийся вихрь занимает практически весь объем. В результате мы получаем картину, при которой объем полости занят вихрями, не участвующими в расходном течении.

Основной поток движется, обтекая вихри и занимая только часть проточного объема, что приводит к большим потерям и неэффективному использованию оборудования. Для повышения экономичности ЦН его конструкция должна быть изменена.

Приведем в заключение интегральные характеристики ступени, полученные на основе численного эксперимента, выполненного в настоящей работе, и сравним их с данными физического эксперимента, предоставленными нам, и с результатами, полученными на основе простой алгебраической модели [10], (рис. 7).

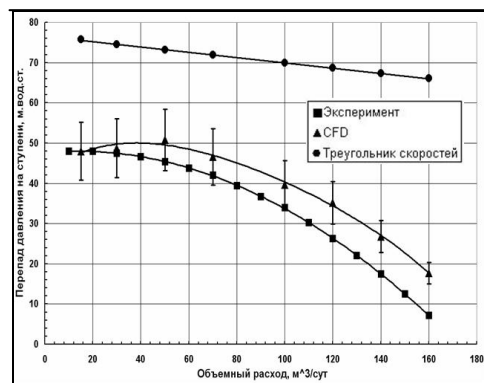


Рис. 7. Расходно-напорная характеристика ступени ЦН, полученная расчетом по модели высокого уровня, в эксперименте и с использованием алгебраической одномерной модели

Как следует из рис. 7, численные результаты по расходно-напорной характеристике качественно хорошо согласуются с экспериментом. Некоторое количественное отличие объясняется многими причинами:

- неизвестна точность измерений при проведении эксперимента (обычно измерения расхода содержат большую ошибку);
- неизвестна количественная оценка турбулентных параметров в эксперименте (эти параметры могут существенно отличаться от тех, которые приняты в расчете);
- готовое изделие, участвующее в эксперименте, может на 5 – 10% отличаться от чертежей, на основе которых построена математическая модель.

Напорная характеристика, посчитанная по простейшей модели, основанной на треугольнике скоростей, существенно отличается от характеристики CFD и от экспериментальной. Это объясняется тем, что алгебраическая модель не учитывает трения и тем более вихреобразования, при возникновении которого потери значительно возрастают. Построенная модель также позволяет оценить эффективность работы насоса при различных режимах эксплуатации. Для оценки эффективности был рассчитан коэффициент полезного действия (КПД) ступени, представляющий собой отношение полезной мощности к мощности, передаваемой потоку жид-

кости. Согласно результатам анализа расчетной кривой КПД наиболее эффективный режим соответствует $\sim 75 - 100 \text{ м}^3/\text{сут}$, что также согласуется с экспериментальными данными.

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

1. В случае больших величин объемных расходов основные потери идут на вихреобразование, вызванное инжекцией высокоскоростной струи в полость статора, а в случае малых объемных расходов потери связаны с возникновением большого количества малых вихрей во входном канале полости диффузора.

2. Особенности геометрии входного канала полости статора неминуемо приводят к его запылению при малых значениях объемного расхода.

3. Особенности геометрии полости диффузора приводят к возникновению системы присоединенных вихрей, занимающих большую часть объема полости и существенно уменьшающих площадь проходного сечения.

4. Применив комплекс мер по перепрофилированию статорной части ступени центробежного насоса, можно существенно улучшить его гидродинамические характеристики и увеличить эффективность работы насоса в целом.

5. Сравнение интегральных характеристик ступени, полученных численными методами, с экспериментальными результатами продемонстрировало их хорошее согласование.

Литература

1. Пфлейдерер Карл. Лопаточные машины для жидкостей и газов. – М.: Гос.Тех.изд., 1960. – 683 с.

2. Spalding D.B. A Single Formula for the Law of the wall // Journal of Applied Mechanics. – 1961. – V. 83. – P. 455-458.

3. Kays W.M., Crawford M.E. Convective Heat and Mass Transfer. – New York. McGraw-Hill. Third edition, 1980. – 250 p.

4. Computational Technique for Complex Transport Phenomena / W. Shyy, S.S. Thakur, H. Ouyang, J. Liu, E. Bloesch. – Cambridge: Cambridge University Press, 1997. – 320 p.

5. Кочин Н.Е., Кибель И.А., Розе Н.В. Теоретическая гидромеханика. – М.: Физматлит, 1963. – 727 с.

6. Shyy W. Computational Modeling for Fluid Flow and Interfacial Transport. – Amsterdam: Elsevier, 1994. – 280 p.

7. Coakley T.G. Turbulence modeling methods for the compressible Navier-Stokes equations // AIAA Paper. – 1983. – № 83-1693. – 13 p.

8. Krupa V.G., Ivanov M.Ja. Solution of Navier-Stokes equations using high accuracy monotone schemes // AGARD –LS-198. – 1994.

9. Launder B.E., Spalding D.B. The Numerical Computation of Turbulent Flows // Comp. Meth. Appl. Mech. Eng. – 1974. – V. 3. – P. 269-289.

10. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. – М.: Физматгиз, 1962. – 512 с.

Поступила в редакцию 28.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Н. Дроздов, Российский государственный университет нефти и газа им. И.М. Губкина, Москва, Россия.

УДК 629.7.036

А.Д. КУЛАКОВ, В.В. ПОПОВ*Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова «ЛИИ»,
Жуковский, Московская область, Россия***ТЕХНОЛОГИЯ ЛЕТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ГТД НА ЛЕТАЮЩИХ ЛАБОРАТОРИЯХ**

Обсуждается технология летных испытаний (ЛИ) газотурбинных двигателей (ГТД) на летающих лабораториях (ЛЛ), которая дает возможность проведения опережающих комплексных исследований основных узлов двигателя и сопряженных с ним самолетных систем. Представлен обзор создания и развития летающих лабораторий с 1946 года по настоящее время. Описаны основные этапы, содержание и задачи, решаемые при летных испытаниях ГТД на ЛЛ. Перечислены экспериментальные системы ЛЛ, позволяющие имитировать функционирование опытного ГТД в компоновке самолета, на который он будет устанавливаться впоследствии. Использование данной технологии позволило существенно повысить безопасность, уменьшить объем заводских испытаний самолета, сократить сроки и повысить качество летно-конструкторских, государственных и сертификационных испытаний.

двигатель, летающая лаборатория (ЛЛ), летные испытания (ЛИ), экспериментальные системы ЛЛ, пульт экспериментатора, запуск, авторотация, дроссельные характеристики, газодинамическая устойчивость, расход воздуха, тяга двигателя, тензометрирование, вибрографирование

Введение

Летные испытания авиационных двигателей на летающих лабораториях являются неотъемлемым этапом в технологии создания авиационной техники и обуславливаются необходимостью проведения опережающих летных исследований и летно-доводочных испытаний опытных, модифицированных и серийных газотурбинных двигателей. ЛЛ создавались на базе серийных самолетов с высоким уровнем надежности, имеющих широкий эксплуатационный диапазон высот и скоростей полета.

На базе летящей лаборатории возможно проводить не только общие испытания авиационных двигателей в условиях полета, но и специальные испытания на переходных режимах, на реальных пусковых режимах и т.д.

На ЛЛ стали возможными испытания двигателей в полете на больших углах атаки и при скольжении самолета, климатические испытания, испытания в условиях естественного обледенения и дождя, в условиях высокогорья. Большая часть таких испытаний не могла быть в полной мере воспроизведена на наземных стендах.

Наряду с разнообразными наземными испытательными установками и высотными стендами ЛЛ использовались все шире и зарекомендовали себя как весьма гибкий, сравнительно недорогой и универсальный инструмент для летных исследований авиационных двигателей, их отдельных узлов и опытных силовых установок в целом (например, самолетов-истребителей).

Летные исследования на ЛЛ органически вошли в цикл создания и доводки двигателей и позволили существенно повысить безопасность, уменьшить объем заводских испытаний самолета, сократить сроки и повысить качество летно-конструкторских, государственных и сертификационных испытаний.

Первая отечественная ЛЛ для исследований и летно-доводочных испытаний двигателя РД-10 была создана в 1946 году. Лаборатория была оборудована на базе серийного самолета Ту-2 (рис. 1).

Двигатель на качающейся с помощью шарнирных узлов раме монтировался под фюзеляжем самолета. С 1947 года на небольшой серии этих летающих лабораторий были проведены испытания двигателей РД-20, РД-45, РД-500, ВК-1, ВК-3, АМ-5 и др.

Опыт применения Ту-2ЛЛ для испытаний и доводки ГТД был использован при постройке нового поколения ЛЛ уже на основе других, более современных самолетов. Так, в 1951 году на базе серийного четырехдвигательного самолета Ту-4 была создана лаборатория для исследований и доводки АМ-3 – самого крупного для того времени ТРД (рис. 2).



Рис. 1. Летающая лаборатория ТУ-2ЛЛ



Рис. 2. Летающая лаборатория ТУ-4ЛЛ

Этот двигатель крепился на специальной раме и располагался в обтекаемой гондоле двигателя, имитирующей входные и выходные устройства самолетной силовой установки. Экспериментальная подвеска, включающая в себя опытный двигатель, раму его крепления, гондолу двигателя и агрегаты различных систем, крепилась к силовым элементам самолета и при помощи двух гидроцилиндров частично убиралась в бомбоотсек. В полете подвеска выпускалась из бомбоотсека и фиксировалась в нулевом положении, заслонка открывалась, и далее исследовалась работа опытного двигателя. На Ту-4ЛЛ с 1951 по 1962 гг. были проведены испытания двигателей АЛ-5, АЛ-7, АЛ-7П, АЛ-7Ф, АМ-3, АМ-5Ф, РД-9Б, АМ-И, ВК-7, ВК-11, ВД-5, ВД-7 и др.

Впоследствии подобные ЛЛ были созданы на основе самолетов Ту-95 и Ил-18. В течение 1951-1965 гг. на этих ЛЛ были проведены летно-доводочные испытания турбовинтовых двигателей ТВ-2, ТВ-2М, 2ТВ-2М, НК-4, НК-12, АИ-20, АИ 20К, 2ТВ-2Ф.

Дальнейшее развитие летающих лабораторий связано с использовавшимся для этих целей самолетом Ту-16, летно-технические характеристики которого на много превосходили соответствующие параметры предыдущих самолетов –ЛЛ (рис. 3).



Рис. 3. Летающая лаборатория Т-16ЛЛ с опытным двигателем Д-36

На летающей лаборатории Ту-16 впервые была исследована силовая установка в целом, которая по существу представляла самолет с отсеченными крыльями (рис. 4). Такой была силовая установка самолета L-36 с двигателем ДВ-2.



Рис. 4. Летающая лаборатория Ту-16ЛЛ с опытной силовой установкой самолета L-36 с двигателем ДВ-2

На Ту-16ЛЛ, был проведен большой объем исследований и доводки двигателей АЛ-7Ф1, АЛ-7Ф2, АЛ-7Ф4, РД-3М, РД-15-16, РД-16-17, Р11АФ-300, Р-15-300, Р-21-300, Д-30, Д-30К, Д-30КП, АИ-25, Д-36, ВД-19, ВД-7М, РД-36-41, РД-36-51, НК-8-2, Д-30Ф6, РД-33, АЛ-31Ф.

Дальнейшее развитие летающих лабораторий диктовалось необходимостью испытания вновь создаваемых крупногабаритных авиационных ГТД типа ТРДД Д-18Т.

Новые летающие лаборатория были созданы на базе транспортного самолета Ил-76, [1], (рис. 5 – 7).



Рис. 5. Летающая лаборатория Ил-76ЛЛ с двигателем Д -18Т



Рис. 6. Летающая лаборатория ИЛ-76ЛЛ с двигателем Д-27



Рис. 7. Летающая лаборатория ИЛ-76ЛЛ с двигателем НК-93

Опытный двигатель размещается на пилоне вместо одной из внутренних штатных двигательных ус-

тановок самолета. Компоновка силовой установки имеет весьма важное преимущество: при неизменной аэродинамической схеме самолета-носителя соответствие натуре обеспечивается в наибольшей мере. Кроме того, появилась перспектива дальнейшей установки на этом месте большой группы ГТД различных схем и тяговых характеристик. На Ил-76ЛЛ были испытаны (Д-18Т, ПС-90А, ТВ-7-117, Д-27) и продолжаются летно-доводочные испытания новых (НК-93, SaM146) двигателей для самолетов Ан-124, Ан-225, Ил-96-300, Ту-204, Ил-114, Ан-70, RRJ100.

Область полета летающей лаборатории Ил-76ЛЛ представлена на рис. 8.

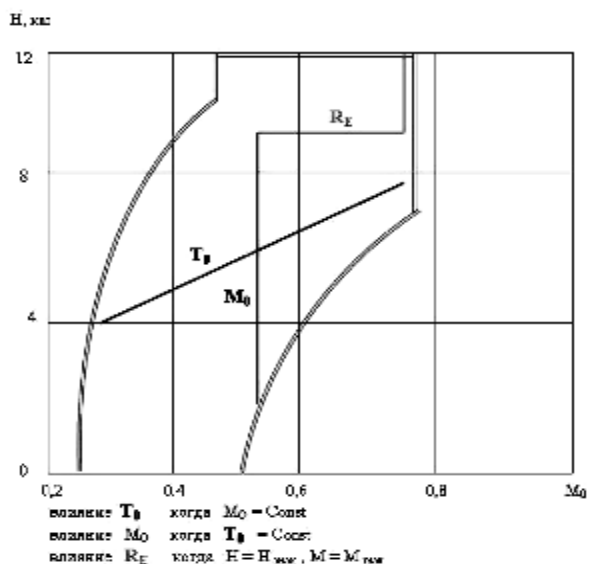


Рис. 8. Область полета самолета ИЛ-76ЛЛ

Универсальная летающая лаборатория Ил-76ЛЛ дала возможность более широкого использования электронной высокоточной контрольно-измерительной аппаратуры, современной бортовой вычислительной техники и экранной индикации для инженеров-испытателей экипажа. Необходимость визуального панорамного и детального обзора пилона, опытного двигателя и прилегающих конструкций самолета при различных исследованиях (в т.ч. внешней аэродинамики двигательной установки, вибраций двигателя и обледенения передних ступеней вентилятора) потребовала установки теле-видео аппаратуры. На Ил-76ЛЛ размещена современная телеметрическая аппаратура, позволяющая передавать

полный объем измеряемых параметров в наземный центр для анализа в реальном масштабе времени.

1. Содержание и структура летных испытаний и доводки ГТД

1.1. Основные этапы и задачи летных испытаний и доводки ГТД. На разных этапах летных испытаний проводятся работы по усовершенствованию и доводке двигателей, объем и содержание которых зависят от их конструктивных особенностей, назначения и степени предшествующей доводки. Этот сложный процесс начинается с испытаний первых опытных образцов двигателя на летающей лаборатории и продолжается в течение всего его жизненного цикла.

Первый этап ЛИ и доводки опытных ГТД обычно проводится на ЛЛ параллельно стендовым испытаниям, причем основная задача этого этапа заключается в проведении летно-доводочных работ, обеспечивающих безопасность первого вылета опытного самолета и достаточную работоспособность, надежность и ресурс двигателей при дальнейших ЛИ опытного самолета. Наряду с этим на первом этапе ЛИ двигателей, как и на всех других этапах, определяется содержание и объем работ по улучшению их характеристик в дальнейшей доводке.

Второй этап ЛИ и доводки ГТД начинается с первого вылета опытного самолета и проводится далее на этом самолете и на ЛЛ. На опытном самолете проводятся испытания на всех свойственных этому самолету режимах полета, в том числе при больших углах атаки и скольжения, при больших перегрузках и при других наиболее тяжелых для двигателя условиях полета. На ЛЛ параллельно проводятся ЛИ двигателя по специальным программам, предусматривающим решение наиболее сложных вопросов его летной доводки и улучшения летно-эксплуатационных характеристик с использованием специального экспериментального оборудования.

Таким образом, летные испытания и доводка авиационных ГТД обеспечивают непрерывное

улучшение их характеристик во всех условиях летной эксплуатации на самолетах и вертолетах.

1.2. Характеристики ГТД, определяемые при летных испытаниях. На всех этапах ЛИ предусматривается проведение следующих работ по определению и улучшению характеристик двигателей на установившихся и неустойчивых режимах во всем рабочем диапазоне режимов полета:

- определение в указанных условиях изменения параметров рабочего процесса двигателя и оценка установленных ограничений по частоте вращения роторов, температуре газа, степени повышения давления воздуха и другим параметрам;

- определение характеристик авторотации неработающего двигателя и обеспечение его запуска в полете во всем заданном диапазоне высот и скоростей полета;

- определение динамических характеристик двигателя на неустойчивых режимах и обеспечение его заданной приемистости и дросселирования;

- определение характеристик газодинамической устойчивости двигателя, обеспечение заданных запасов его устойчивости и отработка системы защиты от перегрева при помпаже;

- определение характеристик и границ устойчивой работы камеры сгорания двигателя и обеспечение заданного распределения температур газа перед турбиной;

- определение характеристик систем автоматического регулирования и контроля состояния двигателя, обеспечение их нормального функционирования и поддержания заданных законов регулирования;

- определение высотно-скоростных, тяговых и расходных характеристик двигателя и возможностей повышения его экономичности и эффективности;

- оценка вибрационного и теплового нагружения элементов конструкции двигателя и отсутствия в условиях полета автоколебаний и недопустимых резонансных колебаний лопаток турбокомпрессора;

- определение вибрационных характеристик дви-

гателя и обработка системы вибрационного контроля его состояния и других систем сигнализации о появлении неисправностей в полете;

- оценка эффективности систем охлаждения, смазки и суфлирования двигателя в условиях полета.

Все указанные испытания на первых этапах по возможности проводятся параллельно, что обеспечивает расширение фронта летно-доводочных работ и сокращение срока их выполнения. Однако необходимо иметь в виду, что если выполняемые доводочные работы приводят к существенному изменению полученных ранее характеристик двигателя, то эти характеристики на разных этапах испытаний и доводки приходится определять повторно.

1.3. Планирование и порядок проведения летных испытаний ГТД. Основные этапы летных испытаний и доводки новых ГТД на летающих лабораториях составляют сложный научно-производственный процесс, при осуществлении которого приходится решать ряд конструктивно-производственных и научно-исследовательских задач, к которым относятся:

- подготовка двигателя для летных испытаний;
- создание ЛЛ для испытаний двигателя;
- разработка экспериментального оборудования и информационно-измерительной системы;
- оборудование летающей лаборатории, экспериментальными и измерительными системами;
- разработка методов и программ летных испытаний двигателя;
- разработка программ моделирования, обработки и анализа результатов летных испытаний;
- проведение летных испытаний двигателей на летающей лаборатории;
- обработка и анализ результатов ЛИ, моделирование определяемых характеристик двигателей;
- разработка и внедрение мероприятий по доводке и усовершенствованию двигателя в процессе ЛИ;
- подготовка отчетной документации по результатам летных испытаний и доводки двигателя.

2. Создание летающей лаборатории

Для обеспечения летных испытаний на летающей лаборатории создаются:

- рабочие места инженеров-экспериментаторов;
- система управления двигателем;
- система запуска двигателя;
- топливная система (питающая и обратная);
- система отбора мощности (загрузка электрогенератора и гидронасоса);
- система отбора воздуха;
- противопожарная система;
- система измерения;
- телеметрическая система передачи данных в реальном масштабе времени;
- система первичной и вторичной обработки результатов эксперимента.

С помощью этих систем возможно проведение комплексных исследований двигателя в реальных условиях его компоновки в составе силовой установки основного самолета.

Основной пульт управления летным экспериментом установлен в грузовой кабине ИЛ-76ЛЛ и обеспечивает управление опытным двигателем и экспериментальными системами ЛЛ (рис. 9).



Рис. 9. Пульт управления летным экспериментом в грузовой кабине ИЛ-76ЛЛ

В кабине летающей лаборатории наряду с современными информационно-измерительными систе-

мами устанавливаются экспериментальные системы и пульты управления, позволяющие решать следующие актуальные задачи:

- подбирать в процессе проведения летного эксперимента регулировку автоматики, обеспечивающую высотный запуск двигателя;
- определять в полете при помощи экспериментальной системы дистанционного управления оптимальную настройку системы автоматического регулирования двигателя, обеспечивающую заданные законы регулирования и нормальное функционирование системы;
- при помощи системы дистанционного управления определять оптимальную настройку автоматики компрессора, обеспечивающую максимальные располагаемые запасы газодинамической устойчивости двигателя в условиях полета;
- определять в полете границы газодинамической устойчивости двигателя, отрабатывать системы его противопомпажной защиты, а также определять его динамические частотные характеристики;
- определять в полете влияние отбора воздуха и загрузки самолетных агрегатов на параметры рабочего процесса двигателя, его характеристики и запасы газодинамической устойчивости.

При больших возможностях размещения и использования на ЛЛ специального экспериментального оборудования в их современных информационно-измерительных системах предусматриваются бортовые ЭВМ, обеспечивающие первичную обработку и анализ получаемой информации и направленное проведение сложных летных экспериментов. При этом достигается особенно высокая эффективность летных испытаний новых двигателей на ЛЛ, повышается качество их летной доводки при сокращении объема и сроков летных испытаний.

Выбор технических средств сбора данных осуществляется, по крайней мере, с двух основных позиций.

Во-первых, выбирается аппаратура, удовлетворяющая требованиям по точности к измерениям, и согласовываются диапазоны изменения параметров ГТД с диапазонами работы первичных преобразователей. Эта операция выполняется с использованием расчетных характеристик и стендовых испытаний двигателя.

Во-вторых, согласовывается частотный диапазон измеряемых параметров, первичных преобразователей, согласующих устройств и регистраторов.

Подготовка информационно-измерительной системы завершается метрологической аттестацией системы сбора, обработки и отображения данных и отладкой технологии использования.

3. Определение характеристик ГТД на летающей лаборатории

3.1. Определение характеристик авторотации и запуска. Подробное препарирование ГТД и его систем, возможность автономного воздействия на отдельные узлы топливотрегулирующей аппаратуры, возможность имитации отбора мощности, использование расчетно-экспериментальных методов анализа позволяют на ЛЛ полностью отработать запуск ГТД (запуск с режимов авторотации, с применением подкрутки ротора, на выбеге роторов и встречный запуск).

В полете на ЛЛ определяются:

- характеристики ГТД на режимах выбега и авторотации;
- области надежного воспламенения топливовоздушной смеси по высоте, скорости полета и в зависимости от частоты вращения роторов;
- границы горячего и холодного зависаний роторов;
- оптимальная настройка топливотрегулирующей аппаратуры для обеспечения нормального запуска в пределах установленного времени, а также для ускоренного запуска на малых высотах с установкой РУД на режим выше малого газа;

– параметры ГТД на установившихся режимах ниже малого газа, вплоть до прекращения работы камеры сгорания;

– характеристики запуска с выбранными из условий надежного запуска на земле и в полете предельными регулировками топливотрегулирующей аппаратуры с подогретым и охлажденным топливом различных сортов.

При проведении испытаний по определению условий воспламенения топливовоздушной смеси производится оценка времени задержки воспламенения и способов его уменьшения.

Определение границ горячего и холодного зависаний производится последовательным изменением регулировок автомата запуска перед полетом или в полете с дистанционным ручным управлением элементами топливотрегулирующей аппаратуры.

При испытаниях в зависимости от температуры и давления воздуха определяют основные показатели процесса запуска: время выхода на малый газ, время выхода на частоту отключения стартера, максимальную температуру газа за турбиной, частоту вращения роторов на малом газе, начальное давление (расход) топлива, параметры рабочего процесса стартера.

При испытаниях на летающей лаборатории характеристики авторотирующего двигателя определяются с использованием систем, позволяющих в полете изменять величину отбираемой мощности. Эти системы используются и при оценке запуска двигателя с определенной программой отбора мощности.

Полученные на летающей лаборатории экспериментальные сетки характеристик авторотирующего двигателя используются для расчета и предварительной оценки характеристик его авторотации в ожидаемых условиях работы на самолете.

В результате отработки запуска ГТД на летающей лаборатории, с учетом результатов испы-

таний в стендовых условиях, производится уточнение или выбор программы автомата запуска и топливотрегулирующей аппаратуры в целом, обеспечивающих надежный автоматический, безопасный и автономный запуск в пределах установленного времени.

3.2. Определение параметров рабочего процесса характеристик ГТД на установившихся режимах.

Определение дроссельных характеристик

Дроссельные характеристики представляют в виде зависимостей приведенных параметров рабочего процесса (давлений, температур, расходов воздуха и топлива) от приведенной частоты вращения одного из роторов турбокомпрессора, обычно ротора компрессора низкого давления (вентилятора ТРДД). Приведение параметров осуществляется по формулам теории подобия к стандартным значениям полного давления и температуры на входе в компрессор двигателя. При наличии у двигателя дискретно регулируемых элементов газозвдушного тракта (клапаны перепуска, направляющие аппараты компрессора и др.) дроссельные характеристики представляются совокупностью зависимостей, относящихся к различным положениям регулируемых элементов.

В условиях полета действует ряд факторов, приводящих к отклонениям от единых зависимостей приведенных параметров рабочего процесса от приведенной частоты вращения. Основными из этих факторов являются:

– перепад давлений в реактивном сопле при дозвуковом истечении газов из него;

– абсолютный уровень давления на входе в двигатель, неравномерность потока на входе.

Возможность влияния перечисленных и ряда других факторов необходимо иметь в виду при планировании экспериментов по определению дроссельных характеристик и анализу полученных результатов.

Определение расхода воздуха и газа

Определение расхода воздуха ГТД в полете производится разными способами. Существо этих способов заключается в измерении температур, полных и статических давлений потока в различных сечениях проточной части (на входе в двигатель, за компрессорами, за турбиной, перед реактивным соплом, соплами). Все эти способы косвенные. Они требуют введения поправочных коэффициентов, получаемых по результатам стендовых испытаний опытного специально препарированного двигателя, перед отправкой его на летные испытания на ЛЛ.

Определение тяги двигателя

Из числа возможных методов определения тяги ГТД в условиях полета в основном используются различные варианты газодинамического метода.

Сущность газодинамического метода заключается в том, что, определяя путем измерений расхода воздуха через ГТД, площадь сопла и газодинамические параметры в различных сечениях проточной части, прямо или косвенно определяющие характеристики реактивной струи, можно определить параметры течения и вычислить тягу сопла и двигателя.

Используя различные сочетания между газодинамическими параметрами, можно получить большое число вариантов газодинамического метода, которые условно можно разделить на два класса:

- общий газодинамический метод, в котором параметры течения и тяга определяются по измерению полей полных и статических давлений и температуры газа на выходе из сопла;
- упрощенные газодинамические методы, в которых характеристики реактивной струи определяются косвенно по измерениям газодинамических параметров перед критическим сечением сопла.

Общий газодинамический метод использовался при определении тяги двигателя Д-18Т при испытаниях на ИЛ-76ЛЛ (рис.5) как единственно возможный способ получения основных данных двигателя из-за отсутствия высотных стендов, обеспечиваю-

щих высокой расход воздуха через двигатель и тягу двигателя, [2].

3.3. Определение характеристик неуставившихся режимов ГТД. Оценка характеристик ГТД на неуставившихся режимах при летных испытаниях производится с использованием количественных и качественных критериев.

К основным количественным критериям относятся:

- максимально допустимое время приемистости и сброса газа;
- максимально допустимые значения температуры газов в турбине, частоту вращения роторов и давления за компрессором;
- максимально допустимый остаток запаса газодинамической устойчивости компрессора на неуставившихся режимах, задаваемый величинами прямого или косвенных критериев запаса;
- максимально допустимые величины вибраций корпусов двигателя;
- допустимые величины давления топлива и масла в двигателе;
- допустимые отклонения частоты вращения роторов, температуры газов, положений регулируемых элементов компрессора от значений, заданных законами управления.

К основным качественным критериям относятся:

- характер рабочего процесса двигателя, его элементов и систем (устойчивый, неустойчивый);
- наличие или отсутствие особенностей в изменении тяги, неблагоприятных по управлению ЛА (колебаний, задержек и т.п.)

3.4. Определение характеристик газодинамической устойчивости ГТД. Основными целями летных испытаний на ЛЛ и самолете при оценке газодинамической устойчивости являются:

- определение влияния высоты и скорости полета на параметры совместной работы элементов ГТД на установившихся и неуставившихся режимах;

- определение частичных (потребных) запасов устойчивости компрессора, используемых в рабочем диапазоне приведенной частоты вращения ротора;

- отработка методики оценки достаточности запасов устойчивости по прямым или косвенным параметрам для испытаний на основном самолете;

- предварительная количественная оценка достаточности запасов устойчивости и уточнения контрольных режимов проверки устойчивости при испытании на основном самолете;

- уточнение программы управления регулирующими элементами двигателя и программ подачи топлива в камеру сгорания;

- изучение особенностей протекания процессов неустойчивой работы компрессора, оценка возможностей восстановления устойчивости работы двигателя, предварительная работа системы кратковременного повышения запасов устойчивости двигателя и системы автоматического восстановления режима его работы.

3.5. Оценка нагружения элементов конструкции ГТД в условиях полета. Элементы конструкции ГТД при работе подвергаются сложному комплексу статических и динамических нагрузок. Природа, а также интенсивность и длительность воздействия этих нагрузок при заданном конструктивном исполнении двигателя, воздухозаборника и ЛА определяются режимом работы двигателя, режимом полета и изменением внешних условий, в которых этот полет выполняется.

Основным источником динамического нагружения лопаток турбокомпрессора и двигателя в целом является возникающая при его эксплуатации неоднородность потока на входе. Эта неоднородность оказывает на элементы конструкции двигателя периодическое и широкополосное случайное воздействие. Периодическое воздействие определяется вращением рабочих лопаток в потоке неравномерном по окружности, а основным источником случайного воздействия потока на элементы конструк-

ции ГТД является крупномасштабная турбулентность течения в воздухозаборнике.

Динамическое тензометрирование деталей ГТД

Летные испытания по тензометрированию проводятся на специально преперированном двигателе после проведения его испытания на стенде. Перечень элементов конструкции двигателя, которые тензометрируются в реальных условиях его работы на ЛА, и места наклейки тензодатчиков определяются по результатам специальных стендовых испытаний (для опытных ГТД), а также на основе анализа статистики отказов двигателя в массовой эксплуатации (для серийных ГТД). Тензометрирование выполняется в эксплуатационном диапазоне режимов работы двигателя и режимов полета, свойственном ЛА, в том числе при выполнении эволюций с выводом на предельно допустимые углы атаки, углы скольжения и перегрузки, а также при рулениях, взлете и посадке. При этом предусматривается работа двигателя с различными настройками элементов его топливной автоматики в поле эксплуатационных допусков по ТУ. При тензометрировании элементов проточной части турбокомпрессора двигателя повышенное внимание уделяется режимам срабатывания механизации компрессора и реактивного сопла, а также режимам, на которых осуществляется регулирование воздухозаборника (изменение положения створок подпитки, панелей и клина воздухозаборника и пр.).

Для выявления источников динамического нагружения элементов турбокомпрессора и оценки возбуждающего воздействия этих источников дополнительно обеспечивается измерение полей давления, температуры и определяются пульсации параметров потока в газовоздушном тракте двигателя. При тензометрировании трубопроводов топливных и масляных систем ГТД измеряют пульсации жидкостей в магистралях этих систем.

По результатам анализа данных тензометрирования двигателя в условиях работы на ЛЛ определяет-

ся сочетание параметров полета и режимов работы двигателя, соответствующее максимальному вибрационному нагружению тензометрируемых деталей, и оценивается их вибрационная надежность.

По результатам анализа данных тензометрирования двигателя условий работы на ЛА определяется сочетание параметров полета режимов двигателя, соответствующие максимальному вибрационному нагружению тензометрируемых деталей, и оценивается их вибрационная надежность. В случае превышения допустимых величин вибрационных напряжений в элементах конструкции опытного двигателя вводятся ограничения на режимы эксплуатации двигателя на основном самолете, действия которых распространяются до тех пор, пока при испытаниях на ЛЛ эти ограничения не будут сняты.

Вибрографирование двигателя и его узлов

При летных испытаниях двигатель и его узлы, а также элементы экспериментальных систем летающей лаборатории препарируются вибродатчиками:

- в узлах подвески двигателя к ЛА для измерения вибраций по трем ортогональным направлениям;
- в плоскости крепления входного устройства;
- в местах установки штатных датчиков системы бортового виброконтроля;
- в плоскостях расположения опор роторов двигателя;
- на коробке приводов агрегатов;
- на агрегатах двигателя, для которых уровень замеренных вибраций на стенде превышает нормированные значения или близок к ним;
- на корпусе камеры сгорания.

В результате обработки и анализа материалов вибрографирования ГТД в условиях его работы на ЛЛ определяется область режимов полета и работы двигателя с максимальным уровнем вибрации, вызываемых роторными гармониками.

Дается оценка выбранных мест замера вибрации штатной системой бортового виброконтроля и ее эффективности.

Определяются диагностические возможности вибродатчиков, установленных в различных местах конструкции двигателя по выявлению таких опасных динамических процессов в ГТД, как помпаж, вращающийся срыв в компрессоре, вибрационное горение в камере сгорания.

Заключение

Связанное с быстрым развитием газотурбинных двигателей усовершенствование методов и средств их летных испытаний и исследований привело к тому, что в современном мировом авиадвигателестроении летные испытания и исследования на ЛЛ стали важнейшим этапом создания и освоения новых двигателей на самолетах.

Литература

1. Петрухин Ю.Н., Кац Л.М., Данковцев Н.А. и др. Создание на базе серийного самолета Ил-76МД №3908 универсальной летающей лаборатории для испытаний опытного двигателя ПС-90А // Научно-технический сборник ЛИИ. – 1996. – № 247. – С. 3-20.
2. Кулаков А.Д., Попов В.В. Методы определения тяговых характеристик ГТД на летающей лаборатории и основном самолете // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 9 (45). – С. 37-43.

Поступила в редакцию 22.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук В.И. Мельник, Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова «ЛИИ», Жуковский, Московская область, Россия.

УДК 621.51.226.2.53

А.А. ХОРИКОВ

Центральный институт авиационного моторостроения
им. П.И. Баранова, Москва, Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРОВ ДАТЧИКАМИ ИЗМЕРЕНИЯ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА

Изложены основы метода исследования колебаний лопаток компрессоров по сигналам с датчиков измерения радиального зазора. Предложена математическая модель диагностики колебаний, на основе которой выявлены диагностические признаки различных видов колебаний лопаток. Апробация метода выполнена применительно к исследованию флаттера лопаток. Отмечены преимущества предложенного метода перед другими методами исследования колебаний лопаток.

радиальный зазор, колебания, лопатки, корпус, напряжения, диагностика, флаттер

Введение. Постановка задачи

Для обеспечения высокого аэродинамического качества вентиляторов и компрессоров в мировом гражданском авиадвигателестроении в последнее время наметилась устойчивая тенденция оптимизации радиальных зазоров. Эта перспективная технология получила термин "активное управление зазорами", в основе которой лежит измерение и регулирование текущего значения зазоров в зависимости от эксплуатационного режима и выработанного ресурса. Измерение радиальных зазоров является также актуальным в процессе стендовой доводки лопаточных машин для исключения касания рабочих лопаток о корпус.

Целью данной работы является разработка метода диагностики колебаний лопаток на основе регистрации и последующего спектрального анализа сигналов с датчиков зазора. По своей тематической направленности эта работа близка к технике бесконтактного измерения колебаний лопаток [1]. Однако в отличие от работы [1], в данной работе предлагается метод, при котором для диагностики колебаний не требуется специального устройства типа ЭЛУРА, а вся диагностика базируется на анализе тонкой структуры спектров сигналов с уже имеющихся в корпусе турбомшины датчиков зазора.

При этом датчик желательно, но не обязательно, устанавливать над той частью периферийного сечения лопатки, которая имеет наибольшую амплитуду по контролируемой форме колебаний. Важным обстоятельством является также наличие закрученности лопатки или конусность наружного контура, чтобы при колебаниях лопатки происходило заметное изменение зазора, которое позволит определить уровень вибрационных напряжений. На рис. 1 представлена связь напряженно-деформированного состояния лопатки и радиального зазора при колебаниях лопатки 1-й ступени компрессора с коническим наружным контуром (расчеты проведены С.С. Калачевым).

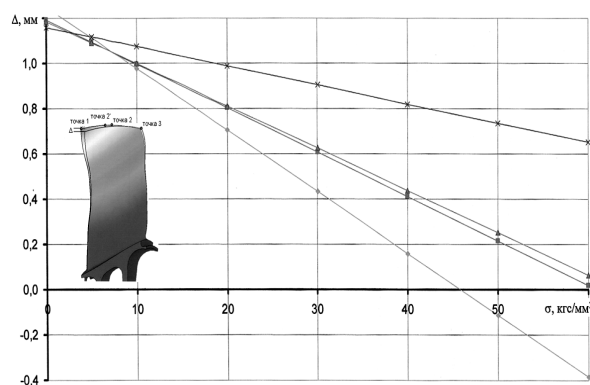


Рис. 1. Зависимость изменения радиального зазора от переменных напряжений для рабочей лопатки 1-й ступени КВД на максимальных частотах вращения:
♦ — точка 1; ■ — точка 2'; ▲ — точка 2; × — точка 3

Математическая модель диагностики колебаний лопаток по датчикам радиального зазора

Будем считать лопаточный венец однородным, в котором лопатки находятся на податливом диске. Соответствующая деформационная картина венца и сигналов с датчиков зазора представлены на рис. 2

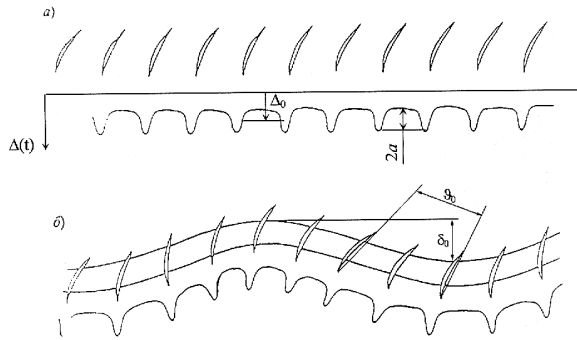


Рис. 2. Деформационные картины и соответствующие им сигналы с датчиков изменения зазоров: а – неколеблущаяся решетка профилей; б – решетка профилей на податливом диске при бегущих волнах деформации

Предполагаем в первом приближении гармонический характер изменения зазора Δ :

$$\Delta(t, n) = \Delta_0 [1 + a \cos(\omega t - \varphi_{on})], \quad (1)$$

где $\omega_p = 2\pi f_p N$; $\varphi_{on} = 2\pi n / N$ – угловая координата; f_p – частота вращения; N – количество лопаток в колесе, n – порядковый номер лопатки; a – амплитуда переменной составляющей зазора. Начало отсчета может быть выбрано на любой лопатке.

При возникновении флаттера лопаток бегущая по колесу волна деформации с числом волн z угловая координата φ_{on} в формуле (1) делается переменной величиной, которая будет меняться по гармоническому закону с частотой колебаний лопаток в неподвижной системе координат ω_z :

$$\varphi_n = \varphi_{on} + \vartheta_0 \sin(\omega_z t - 2\pi n / N), \quad (2)$$

где ϑ_0 – величина, пропорциональная амплитуде крутильных колебаний лопатки, а $\omega_z = \omega_n + z\omega_p$ в соответствии с обобщенным эффектом Доплера; ω_n – частота колебаний во вращающейся системе координат, $z = 0, 1, \dots, N-1$.

Кроме того, по гармоническому закону с той же частотой будет изменяться и амплитуда Δ_0

$$\Delta_0 = \Delta_0(t, n) = A [1 + \delta_0 \cos(\omega_z t - 2\pi n / N)], \quad (3)$$

где δ_0 – величина, пропорциональная амплитуде колебаний лопатки в осевом направлении.

Подставляя выражения (3) и (2) в формулу (1) и предполагая, что датчик зазора помещен над профилем с номером $n = 0$, получим

$$\Delta(t) = A(1 + \delta_0 \cos \omega_z t) [1 + a \cos(\omega t + \vartheta_0 \sin \omega_z t)]. \quad (4)$$

Преобразуем выражение (4), используя формулу косинуса разности двух аргументов:

$$\begin{aligned} \Delta(t) = A(1 + \delta_0 \cos \omega_z t) \times \\ \times [1 + a \cos \omega t \cos(\vartheta_0 \sin \omega_z t) - \\ - a \sin \omega t \cdot \sin(\vartheta_0 \sin \omega_z t)]. \end{aligned} \quad (5)$$

Поскольку справедливы разложения [2]

$$\cos(\vartheta_0 \cdot \sin \omega_z t) = I_0(\vartheta_0) + 2 \sum_{k=1}^{\infty} I_{2k}(\vartheta_0) \cos 2k\omega_z t;$$

$$\sin(\vartheta_0 \cdot \sin \omega_z t) = 2 \sum_{k=1}^{\infty} I_{2k-1}(\vartheta_0) \sin(2k-1)\omega_z t, \quad (6)$$

где через $I_k(\vartheta_0)$ обозначена функция Бесселя первого рода k -го порядка от аргумента ϑ_0 , то, применив эти разложения к формуле (5), после обычных алгебраических преобразований и раскрытий произведений функций будем иметь

$$\begin{aligned} \Delta(t) = A(1 + \delta_0 \cos \omega_z t) [1 + a I_0(\vartheta_0) \cos \omega t + \\ + (-1)^k \sum_{k=1}^{\infty} I_k(\vartheta_0) (\cos \omega t - k\omega_z t) + \\ + a \sum_{k=1}^{\infty} I_k(\vartheta_0) \cos(\omega t + k\omega_z t)]. \end{aligned} \quad (7)$$

Из полученного выражения следует, что при возникновении флаттера датчик зазора, расположенный над лопатками компрессорного колеса, будет регистрировать следующие диагностические частоты флаттера:

$\omega_z = \omega_n + z\omega_p$ – частоту, обусловленную эффектом Доплера;

$\omega = \omega_p \cdot N$ – частоту следования лопаток;

$\omega_{z-k} = \omega - k\omega_z$ – нижнюю боковую полосу частот;

$\omega_{z+k} = \omega + k\omega_z$ – верхнюю боковую полосу частот.

Амплитуда доплеровской диагностической частоты пропорциональна амплитуде осевого смещения, т.е. изгибной составляющей колебания, а амплитуда частоты следования лопаток будет убывать как функция Бесселя нулевого порядка, где аргументом является крутильная составляющая колебаний. Разница амплитуд нечетных боковых составляющих и сумма амплитуд четных боковых составляющих k -го порядка равны двум функциям Бесселя этого же порядка. То есть,

если k – нечетное, то $S_{+k} - S_{-k} = 2I_k$;

если k – четное, то $S_{+k} + S_{-k} = 2I_k$.

Например,

$$S_{+1} - S_{-1} = 2I_1; \quad S_{-2} + S_{+2} = 2I_2.$$

Поскольку при малых значениях аргумента ϑ_0 справедливы соотношения:

$$I_0 \approx 1; \quad I_1 \approx \vartheta_0/2,$$

то разница амплитуд первых боковых составляющих пропорциональна амплитуде крутильной составляющей колебаний, т.е. $S_{+1} - S_{-1} \sim \vartheta_0$. Кроме того, в силу зависимостей функций Бесселя от аргумента, при малых его значениях спектральные составляющие S_k должны иметь тенденцию к убыванию с номером k , поэтому при малых значениях амплитуд флаттера достаточно ограничиться определением амплитуд первых боковых составляющих.

В неоднородном колесе каждая форма колебаний уже не является чисто диаметральной и ее можно представить совокупностью волн деформации, которая содержит все диаметральные формы, хотя частота процесса для всех этих форм в подвижной системе координат (измеряемая, например, тензометром) будет одинаковой – $f_{\text{л}}$. Но в неподвижной системе координат (связанной с датчиком зазора) эти волны в соответствии с обобщенным эффектом

Доплера будут иметь разные частоты

$$f_z = f_{\text{л}} + z f_p.$$

В этом случае формула (2) примет вид

$$\varphi_n = \varphi_{0n} + \sum_{z=0}^{\infty} (\vartheta_{0z} \cdot \sin \omega_z t - 2\pi n / N), \quad (8)$$

где ϑ_{0z} – компонента (весовой коэффициент) диаметральной формы колебаний с номером z при представлении формы колебаний колеса с помощью бесконечного ряда Фурье диаметральных форм.

Неравномерность радиального зазора в общем случае также не является чистой синусоидой. Представляя ее бесконечным рядом Фурье, формулу (1) получим в следующем виде

$$\Delta(t, n) = \Delta_0 \left[1 + \sum_{j=1}^{\infty} \Delta_j \cos(\omega_j t - \varphi_n) \right], \quad (9)$$

где $\omega_j = j \cdot 2\pi f_p N$, $j = 1, 2, \dots$

В свою очередь формула (7) для бегущей волны изменения зазора тогда примет вид

$$\begin{aligned} \Delta(t) = A \left\{ 1 + \sum_{z=1}^{\infty} \delta_{0z} \cos \omega_z t + \sum_{j=1}^{\infty} \sum_{z=0}^{\infty} I_0(\vartheta_{0z}) \Delta_j \cos \omega_j t + \right. \\ \left. \sum_{j,k=1}^{\infty} \sum_{z=0}^{\infty} (-1)^k I_k + \frac{\delta_{0z}}{2} (-1)^{k-1} (I_{k+1} + I_{k-1}) \Delta_j \cos(\omega_j - k\omega_z) \cdot t + \right. \\ \left. + \sum_{j=1}^{\infty} \sum_{z=0}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} I_k + \frac{\delta_{0z}}{2} (I_{k+1} + I_{k-1}) \Delta_j \cos(\omega_j + k\omega_z) \cdot t \right\}. \quad (10) \end{aligned}$$

Апробация метода при экспериментальных исследованиях флаттера рабочих лопаток

Диагностика флаттера лопаток по сигналам с датчиков зазора производилась для первой ступени трехступенчатого вентилятора. Датчики зазора располагались над серединой хорды периферийного профиля. Кроме датчиков зазора для диагностики флаттера на корпусе вентилятора были установлены высокочастотные датчики пульсаций "Kulite", а на рабочих лопатках были размещены тензодатчики. Сигналы с этих датчиков регистрировались на регистратор-анализатор МІС-300М. На осциллограммах,

приведенных на рис. 3 временной участок 1 соответствует отсутствию флаттера по первой форме, а временной участок 2 соответствует режиму развитого флаттера по первой форме колебаний (изгибный флаттер).

В отсутствии изгибного флаттера лопасти, колеблются преимущественно с частотой $f = 278$ Гц с уровнем напряжений по этой форме колебаний $\sigma < 1,0$ а при флаттере уровень напряжений составлял $\sigma \approx 20$ кгс/мм² (рис.4)

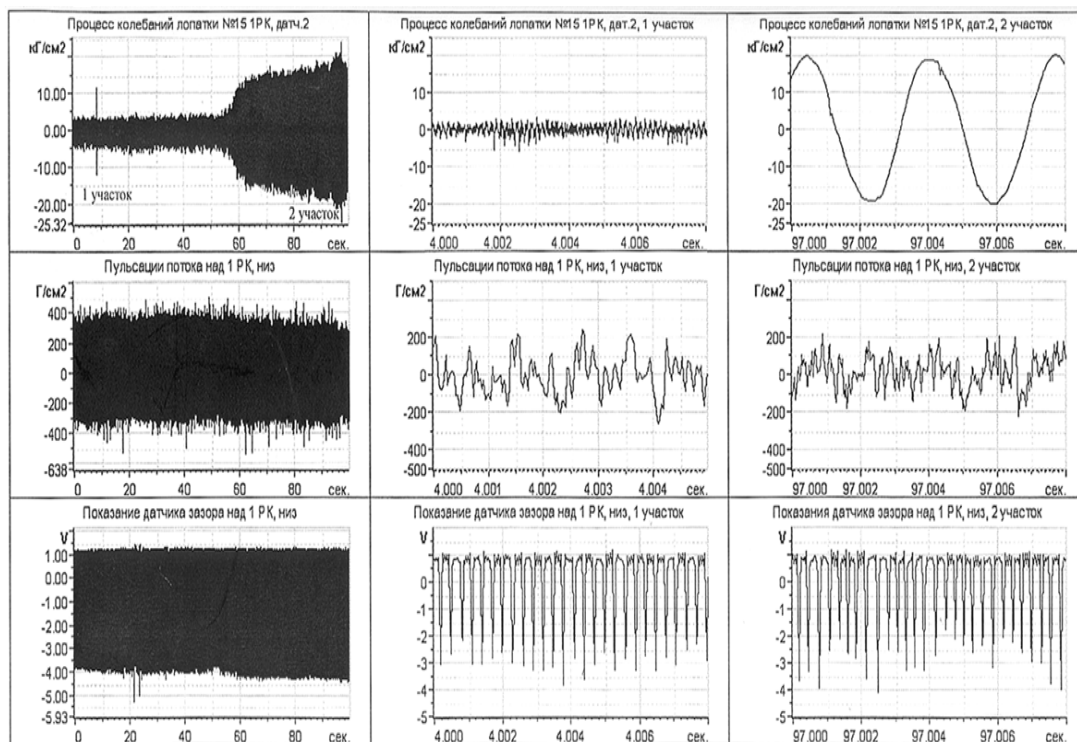


Рис. 3. Осциллограмма сигналов с датчиков при возникновении и развитии флаттера лопаток

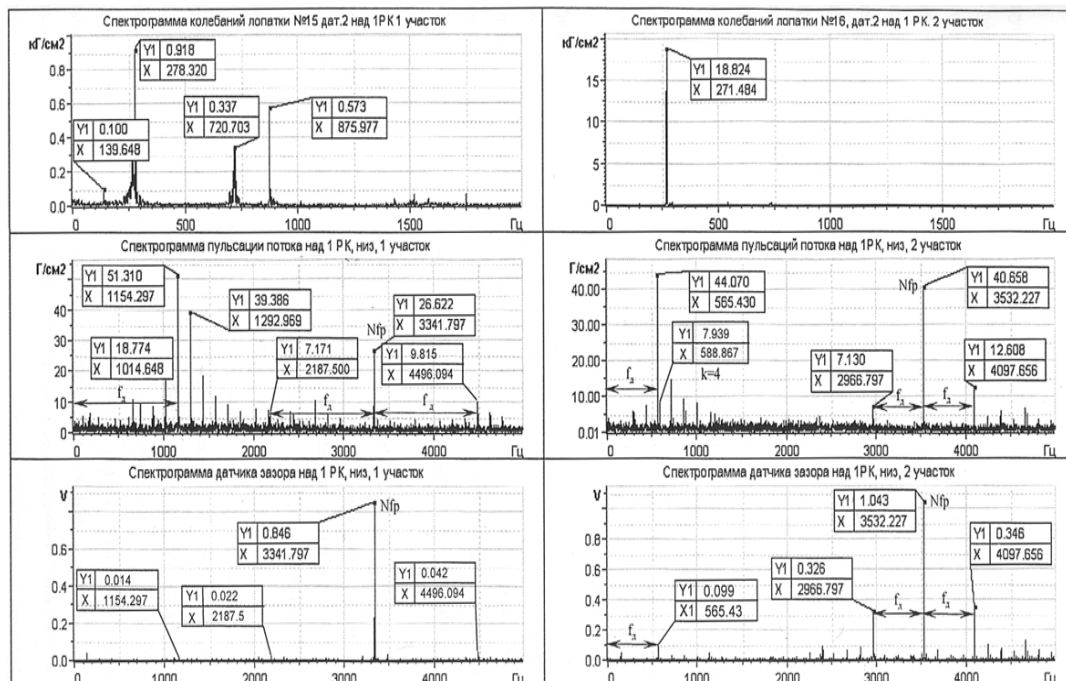


Рис. 4. Спектры сигналов с датчиков при возникновении и развитии флаттера

Тензодатчик был размещен в месте максимума напряжений по первой изгибной форме, поэтому он плохо фиксировал флаттер по крутильной форме ($\sigma < 1,0 \text{ кгс/мм}^2$), который реализовался с частотой $f = 876 \text{ Гц}$. Однако, в спектре сигнала с датчика пульсаций присутствуют частоты $f = 1115, 1154, 1293 \text{ Гц}$, которые являются диагностическими частотами крутильного флаттера соответственно для узловых диаметров $z = 1, 2, 3$. Видно, что диаметральной форма с $z = 2$ превалирует. В спектрограмме с датчика зазора эти диагностические составляющие также присутствуют, но с очень незначительным уровнем. Этот незначительный уровень обусловлен тем, что датчик зазора находился над серединой лопатки, где проходит узловая линия колебаний по крутильной форме, вследствие чего изменения зазора были ничтожны. Диагностические частоты флаттера на первом участке по первой форме колебаний отсутствуют как в сигналах с датчика пульсаций, так и с датчика вибраций.

На втором участке, где реализовался развитый изгибный флаттер лопаток с частотой $f = 271,5 \text{ Гц}$, в спектре пульсаций присутствует спектральная составляющая с частотой $f = 565 \text{ Гц}$, которая является диагностической для диаметральной формы с 2-я узловыми диаметрами. Симметрично частоты следования лопаток с $f = 3532 \text{ Гц}$ имеются спектральные составляющие с $f = 2967 \text{ Гц}$ и $f = 4098 \text{ Гц}$, причем уровень правой спектральной составляющей существенно превышает уровень левой. Аналогичная картина имеет место и в спектре с датчика зазора, причем отсутствие в этом спектре роторной гар-

моники $k = 4$ даже не сколько облегчает диагностику флаттера. В связи с этим необходимо отметить, что данные испытания проводились на компрессорном стенде, где окружная неравномерность потока с низкими гармониками практически отсутствовала. Очевидно, что при наличии сильной окружной неравномерности потока с низкими гармониками и низкочастотными пульсациями потока диагностика флаттера по датчику пульсаций будет затруднительна. Сигнал с датчика зазора не имеет в своем спектре этих спектральных составляющих и поэтому диагностика флаттера здесь будет более надежной, чем по датчику пульсаций. Поскольку показания датчика зазора однозначно связаны с уровнем переменных напряжений (см. рис. 1), то использование данного метода позволяет не только надежно диагностировать момент и тип колебаний лопаток, но и определить напряженно-деформированное состояние лопаток при этих колебаниях без тензометрирования

Литература

1. Заблочкий И.Е., Коростелев Ю.А., Шипов Р.А. Бесконтактные измерения колебаний лопаток турбомашин. М.: Машиностроение, 1977. – 420 с.
2. Янке Е., Эмде Ф., Леш Ф. Специальные функции. – М.: Наука, 1968. – 380 с.

Поступила в редакцию 23.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Фишгойт, Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва, Россия.

УДК 629.7.03.018

Б.Б. КОРОВИН¹, В.В. ВОИНОВ², О.Н. БЫЛИНКИНА¹¹*Федеральное государственное унитарное предприятие РФ**«Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Жуковский, Россия*²*НТЦ им. А. Люльки ОАО «Научно-производственное объединение «Сатурн», Рыбинск, Россия*

НЕКОТОРЫЕ МАЛОИЗУЧЕННЫЕ ФЕНОМЕНЫ ДИНАМИКИ РАБОЧИХ КОЛЕС ТУРБОМАШИН, ВЫЯВЛЕННЫЕ В НАТУРНОМ ЭКСПЕРИМЕНТЕ

Рассмотрены и частично объяснены особенности колебаний рабочих колес турбомашин, выявленные при динамическом тензометрировании и вибрографировании авиационных ГТД на стендах и в компоновке летательных аппаратов. Акцентируется внимание на малоизученные эффекты динамики рабочих колес, которые необходимо учитывать при вибрационной доводке двигателей нового поколения. Выполнен сравнительный анализ вибронегруженности рабочих лопаток в составе моноколеса и при их традиционном креплении в диске. Рассмотрено два механизма возбуждения случайных колебаний лопаток турбомашин.

лопатки, компрессор, рабочее колесо, вибронегруженность, гармоника возбуждения, форма колебаний, резонанс, виброчувствительность, турбулентность потока,

Введение

Улучшение удельных параметров и применение новых конструкторских решений для нового поколения авиационных ГТД сопровождается повышением виброчувствительности лопаток турбокомпрессора к возмущениям, номенклатура и интенсивность которых также претерпевает изменения. Нередко это приводит к необходимости уточнения представлений о динамике рабочих колес. Не последнюю роль в таком уточнении играет натурный эксперимент особенно, если в нем предусмотрены не только фиксация вибрационного отклика рабочих колес, но и оценка предполагаемых источников их нагружения. Обсуждению результатов таких экспериментов и посвящено настоящее сообщение.

1. Постановка задачи (методы ее решения)

Выявление особенностей динамического нагружения рабочих колес компрессоров авиационных ГТД в процессе их динамического тензометрирования на стендах и летательных аппаратах с целью уточнения прикладных задач динамики, а также

требований к приемам вибрационной доводки этих двигателей. При решении поставленной задачи использовались методы динамического тензометрирования и вибрографирования, цифровой и аппаратурный спектральный анализ вибропроцессов, современные методы идентификации и экспериментальной оценки источников колебаний лопаток.

2. Результаты исследований

2.1. Случайные колебания лопаток, вызываемые турбулентностью потока. Совместная работа ТРДФ (ТРДДФ) со сверхзвуковыми входными устройствами сопровождается возникновением турбулентности потока на входе в КНД. Вследствие того, что рабочие лопатки КНД представляют собой высокооборотные динамические системы (суть механические фильтры с резонансными частотами, соответствующими собственным колебаниям лопаток), их вибрационный отклик на широкополосное воздействие турбулентности представляет собой случайные колебания [1 – 3]. Интенсивность этих колебаний линейно зависит от интенсивности турбулентности, что позволило ввести понятие коэффи-

циента виброчувствительности лопаток к этому виду возмущения по параметру ε , представляющему собой относительное значение СКЗ турбулентных пульсаций давления воздуха.

Особенностям возбуждения таких колебаний, а также их прогнозу при испытаниях и в эксплуатации уделено достаточно много внимания в [3 – 5]. Основные закономерности этого вида вынужденных случайных колебаний были экспериментально подтверждены и для рабочих колес блисковой конструкции (рис. 1).

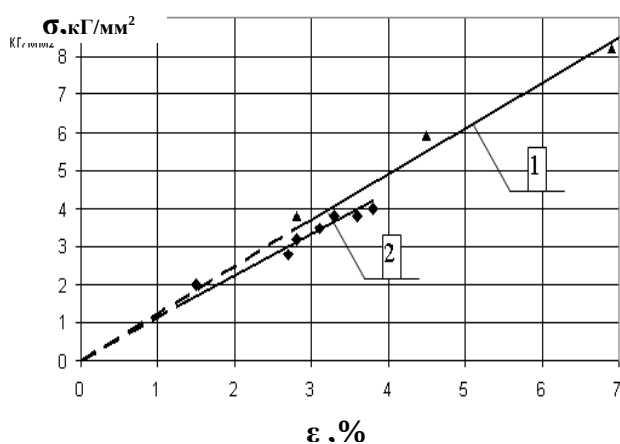


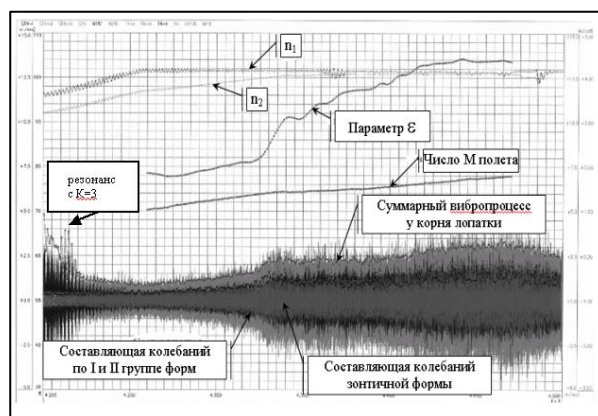
Рис. 1. Иллюстрация идентичности характера взаимосвязи между турбулентным воздействием потока на входе в КНД и вибрационным откликом рабочих лопаток для блиска – 1 и рабочего колеса с традиционным креплением лопаток в диске – 2

Сохранение превалирующей роли турбулентности потока на входе в двигатель в формировании спектра воздействия на лопатки не только первой, но и всех последующих ступеней КНД ставит на повестку дня необходимость учета этого вида возмущения и при вибрационной доводке лопаток компрессоров высокого давления для ТРДДФ.

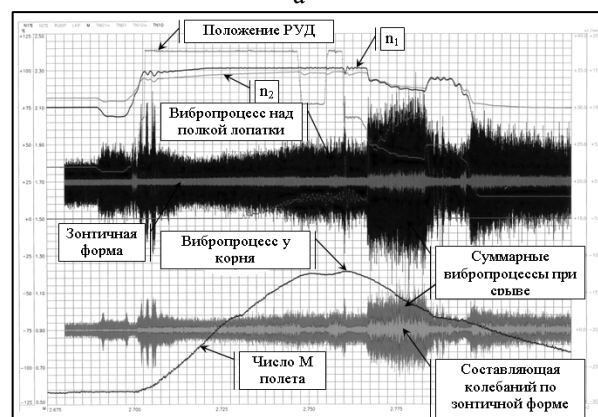
2.2. Вынужденные колебания лопаток, вызываемые нестационарным силовым воздействием со стороны ротора в осевом направлении. Нестационарные силовые нагрузки на роторах ГТД в осевом направлении создают необходимые условия для возбуждения зонтичных форм колебаний рабочих колес. Такое возбуждение не часто встречается на практике. Источником его, как правило, служат

пульсаций давления в основной или форсажной камере сгорания при вибрационном горении [7]. При этом характер колебаний близок к гармоническому, а возбуждение рабочих колес КНД, например, для двухвальных двигателей происходит за счет осевой составляющей нестационарных сил, возникающих в элементах ротора (лопаточные венцы, диски) турбины низкого давления на основной частоте вибрационного горения.

Внимание читателей обращается на прецедент возбуждения зонтичной формы колебаний рабочего колеса I ступени вентилятора ТРДДФ турбулентными пульсациями потока на входе в двигатель, а также комбинацией воздействий этой турбулентности и срывных явлений в компрессоре (рис. 2).



а



б

Рис. 2. Иллюстрация чувствительности возбуждения зонтичной формы колебаний лопаток к турбулентности на входе (а) и срывным явлениям в компрессоре (б)

Как указывалось выше, широкополосный вид нестационарного воздействия определяет случайный

характер таких колебаний, в том числе и для зонтичной формы. Диагностика зонтичной формы колебаний осуществлялась по одновременному появлению в спектрах переменных тензосигналов, зарегистрированных в корневой и надполодной части лопаток, составляющих соответствующей частоты (рис. 3). В качестве дополнительного диагностического признака рассматривалась нечувствительность интенсивности этих колебаний к резонансу лопаток, вызываемому 3-ей гармоникой, который синхронно отслеживался интенсивностью суммарного вибропроцесса у корня и над полкой (рис. 2).

Роль неоднородности потока на входе в двигатель в возбуждении обследуемых колебаний подтверждается линейной корреляцией интенсивности турбулентности, оцениваемой по параметру ε , с интенсивностью отфильтрованной составляющей переменных напряжений, замеренных в корневой части лопатки вентилятора на частоте зонтичной формы при $N_{1пр} \approx \text{const}$ в процессе разгонов самолета на больших высотах [5] (см. также рис. 2).

Рассматриваемые колебания имели две особенности, определявшие неоднозначность их уровня при заданной интенсивности турбулентности на входе. Повышенную чувствительность к режиму работы двигателя с $N_{1пр} = 90 - 92\%$, соответствовавшему минимальным запасам его ГДУ, и к срывным режимам в КНД, наблюдавшимся при частичном дросселировании двигателя в полете в процессе отработки оптимальной программы управления положением направляющих аппаратов КНД (см. рис. 2, б).

Именно сочетание трех вышеуказанных факторов определяло интенсивность случайных колебаний лопаточного венца I ступени вентилятора по зонтичной форме с уровнем переменных напряжений, достигавшим 6 кг/мм^2 у комля лопаток в $S_{\text{макс}}$.

Заметим, что при возбуждении зонтичной формы колебаний лопаток турбулентностью потока на входе, их уровень в надполодной части был существенно меньшим, чем у корня (рис. 3), в то время, как

при возбуждении от внутреннего срыва, интенсивность таких колебаний над полкой и у комля лопаток была практически одинакова (см. рис. 2, б).

С поднятием антивибрационной полки в модифицированной лопатке составляющая колебаний с частотой зонтичной формы практически исчезла. Незначительные следы ее наблюдались только на режиме с $N_{1пр} = 90 - 92\%$.

К рассматриваемому виду вынужденных колебаний, вызываемых нестационарным силовым воздействием со стороны ротора в осевом направлении, уместно отнести и выявленные в процессе летных испытаний колебания рабочих колес I ступени КНД на инфранизкой (39 Гц) частоте.

О кинематической природе, этих колебаний, связанных с колебанием ротора в осевом направлении, свидетельствовало наличие составляющих на частоте 39 Гц как в спектрах тензосигналов для корневой и надполодной части лопаток (см. рис.3), так и в спектре вибраций двигателя по штатному замеру.

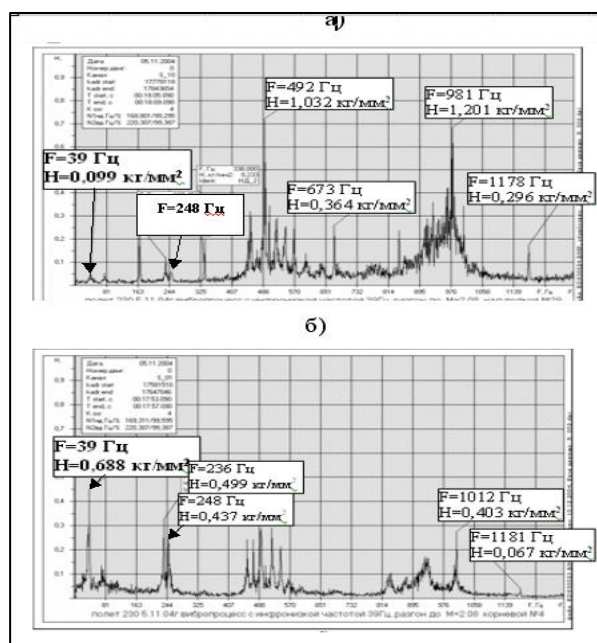


Рис. 3. Спектры вибропроцессов с составляющими на инфранизкой частоте 39 Гц и частоте зонтичной формы 248 Гц для надполодной (а) и корневой (б) части лопаток КНД двигателя

Значимость вибрационного отклика рабочего колеса на частоте, существенно меньшей, чем частота

зонтной формы, свидетельствует о масштабности порождающего его динамического процесса и необходимости идентификации последнего, что пока сделать не удалось.

2.3. Особенности возбуждения колебаний лопаток в рабочих колесах блисковой конструкции.

Априори виброчувствительность лопаток к возмущениям для рабочих колес блисковой конструкции должна быть несколько выше, чем при классическом варианте крепления лопаток на диске, ввиду отсутствия конструкционного демпфирования в замке. Так как демпфирование в замке влияет в основном на первую форму колебаний рабочих лопаток, блиски стараются проектировать таким образом, чтобы его лопатки были либо полностью отстроены от колебаний по форме F1 в рабочем диапазоне частот вращения ротора, либо имели бы резонансы с низшими гармониками вблизи «малого газа», где энергетика потока относительно невелика.

Эффективность такого подхода нашла свое подтверждение в натурном эксперименте для резонансных колебаний лопаток блиска КНД, вызываемых как общей, так и следовой неравномерностью потока. Уровень переменных напряжений при резонансе таких лопаток, полученных даже в условиях работы двигателя на стенде с лемнискатным входом на режимах, далеких от максимального, оказался достаточно высоким, но приемлемым при отсутствии резонансов на максимальных режимах.

При этом экспериментально полученные на стенде с выдвижным интерцептором величины коэффициентов виброчувствительности лопаток блиска к турбулентности на входе оказались даже более низкими, чем значения таких коэффициентов для высоконагруженных рабочих колес КНД, имеющих традиционное (типа ласточкин хвост) крепление лопаток на диске (табл. 1).

Результаты тензометрирования лопаток идентичной конструкции в системе моноколеса и при традиционном креплении на диске показали мень-

шую вибронегруженность лопаток блиска и при срывных явлениях в компрессоре (рис. 4).

Таблица 1

Коэффициенты виброчувствительности лопаток КНД к турбулентности (K_m , кг/мм²/%) для блисков и при традиционном креплении лопаток на диске

№ ступени		I		II	III	IV
Схема места определения K_t на лопатке	Блиск					-
	Традиционное крепление лопатки					
K_t блиска	Режим $N_{1ф} = 75\%$	1,35	1,2	1,28	1,63	1,38
	$N_{1ф} = 100\%$	0,96	1,35	1,16	1,24	1,25
K_t традиционный		$N_{1ф} = 93\%$	1,745	0,96	0,68	1,01
						2,27

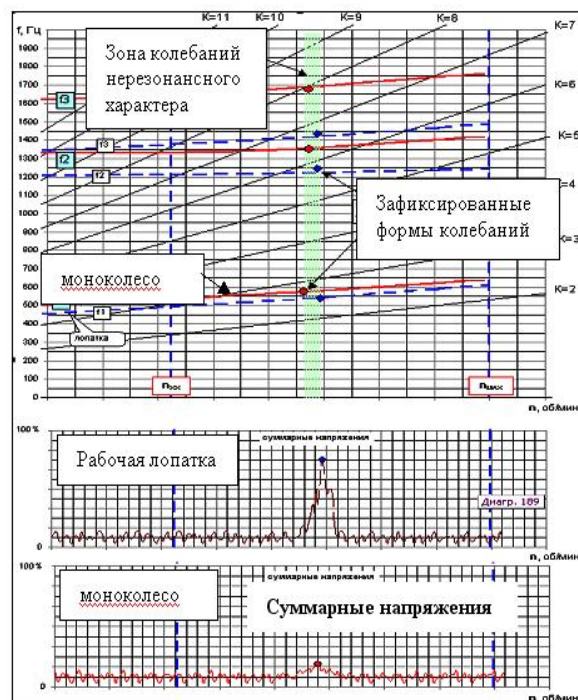


Рис. 4. Сравнение вибронегруженности рабочей лопатки идентичной конструкции для моноколеса и традиционного рабочего колеса

Отметим, что и для блисков, достаточно остро стоит проблема минимизации разброса переменных напряжений в лопаточном венце. Так, в эксперименте были зафиксированы случаи развитого резонанса, вызываемого 38-ой следовой гармоникой возбуждения (по числу лопаток предшествующего НА,) для

нескольких лопаток моноколеса при полном отсутствии указанного резонанса для других лопаток.

Резюмируя сказанное, можно утверждать, что явных преимуществ облопаченного колеса относительно блиска по результатам эксперимента не выявлено. С учетом же более высокой технологичности в изготовлении становится очевидным, что моноколеса, изготавливаемые по технологии «блиск», будут иметь все большее распространение.

2.4. Возбуждение резонансных колебаний лопаток по высокочастотной форме гармоникой, сформированной собственными следами рабочего колеса. Резонансные колебания лопаток турбомашин, вызываемые формируемой лопаточными венцами следовой неравномерностью потока в окружном направлении, повсеместно встречаются в практике вибрационной доводки ГТД [6, 7]. Как правило, возбуждение идет от впереди стоящего рабочего колеса или направляющего (спрямляющего) аппарата. Реже это происходит от лопаточных венцов либо стоек, расположенных сзади по потоку.

В эксперименте установлено возбуждение резонансных колебаний рабочих лопаток I ступени КНД и гармоникой неравномерности, формируемой собственными следами рабочего колеса. Вибрационный отклик и спектры переменных напряжений, измеренных в корневом сечении пары соседних лопаток при таком резонансе с $K = 34$, представлены на рис. 5.

Примечательно, что в лопатках, непосредственно примыкающих к этой паре, резонанса не отмечено.

Механизм возбуждения таких колебаний, не вполне понятен и заслуживает внимания теоретиков. Актуальность борьбы с подобным феноменом очевидна. Большие статические нагрузки у комля при высокой частоте колебаний предъявляют жесткие требования к уровню переменных напряжений при таком резонансе. Этот уровень для одной из четырех обследованных лопаток в рассматриваемом нами случае составил $6,1 \text{ кг/мм}^2$.

2.5. Случайные колебания лопаток, вызываемые одновременным резонансом нескольких

гармоник. Указанный вид случайных колебаний характерен для коротких малозакрученных лопаток последних ступеней компрессоров, имеющих существенный разброс парциальных частот лопаток в венце, совместимый в частотной области с несколькими значимыми гармониками возбуждения.

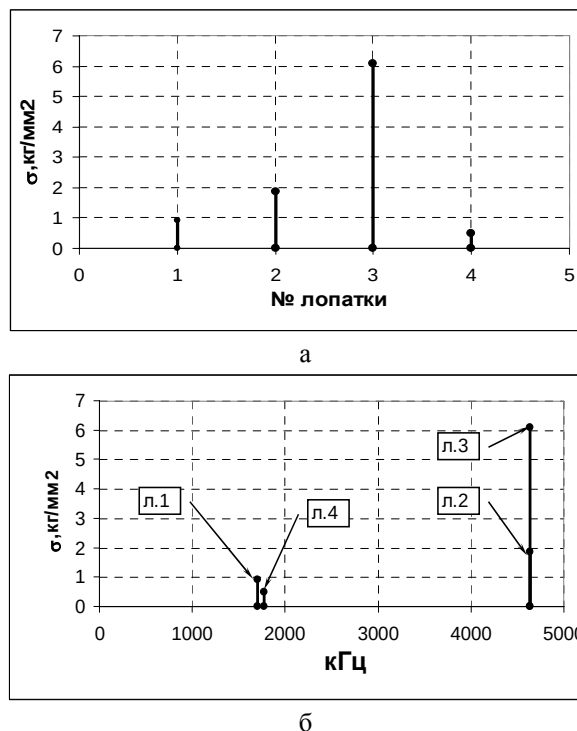


Рис. 5. Иллюстрация локального характера возбуждения резонанса рабочих лопаток гармоникой, номер которой соответствовал числу лопаток собственного рабочего колеса: а – вибронагруженность соседних лопаток; б – спектры тензосигналов с лопаток, подверженных резонансу с $K = 34$, и соседних лопаток без резонанса

Интенсивные (с максимальными переменными напряжениями у комля до 9 кг/мм^2) колебания рассматриваемой природы были зафиксированы в рабочих лопатках последних ступеней компрессора ТВД с ротором повышенной жесткости. Случайность колебаний была подтверждена как затуханием оценок автокорреляционных функций переменных тензосигналов с большинства обследованных лопаток, так и близостью экспериментального распределения мгновенных значений этих сигналов нормальному закону. Резонансное происхождение колебаний удалось выявить методами спектрального анализа [3].

Из совместного рассмотрения диаграмм возбуждения рабочих лопаток VIII и X ступеней с нанесенными на нее границами разброса собственных частот комплектов лопаток на колесах и спектров вибропроцессов в лопатках было установлено, что источником указанных колебаний является одно-временный резонанс различных групп лопаток, вызываемый 12, 13 и 14 гармониками возбуждения (рис. 6).

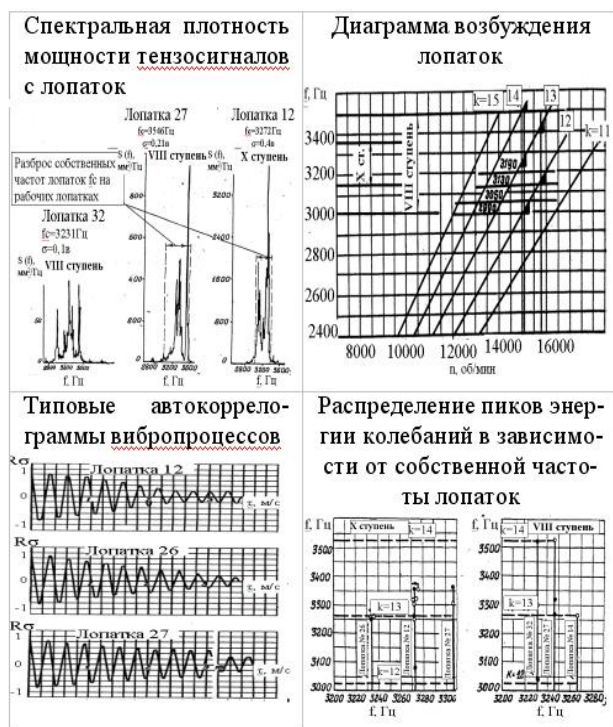


Рис. 6. Иллюстрация резонансной природы возбуждения случайных колебаний лопаток компрессора ТВД с ротором повышенной жесткости

Этому соответствовало наличие в спектрах тензосигналов с обследованных лопаток пиков на частотах, соответствующих указанным гармоникам, высокая степень корреляционной связи между вибрациями лопаток на этих частотах и соотношение энергии колебаний лопаток с различной отстройкой от резонанса.

Случайность колебаний отдельных лопаток в рассматриваемом случае обусловлена наличием нескольких источников возбуждения и возможностью энергообмена при колебаниях лопаток из-за их связанности в условиях малых изменений частоты вра-

щения ротора двигателя, определяемых точностью поддержания этого параметра регулятором оборотов. О связанности колебаний свидетельствовала размытость спектров колебаний лопаток в границах разброса их парциальных частот в венце при высоких значениях функции когерентности вибропроцессов, вычисленной для различных пар обследованных лопаток на одинаковых частотах взаимного спектра.

2.6. Пример «захвата» лопатки гармоникой возбуждения. При определенном соотношении жесткости лопатки и гармоники возбуждения возможно навязывание гармонических колебаний лопатке при достаточно больших расстройках от резонанса по частоте воздействия. Указанное явление иллюстрируется рис. 7, на котором показана частотная диаграмма возбуждения и виброн нагруженность рабочей лопатки турбины тонкостенной полый конструкции и большой парусности. Переход к более жесткой конструкции исправил положение, обеспечив традиционный острый резонанс лопатки при возбуждении ее той же гармоникой.

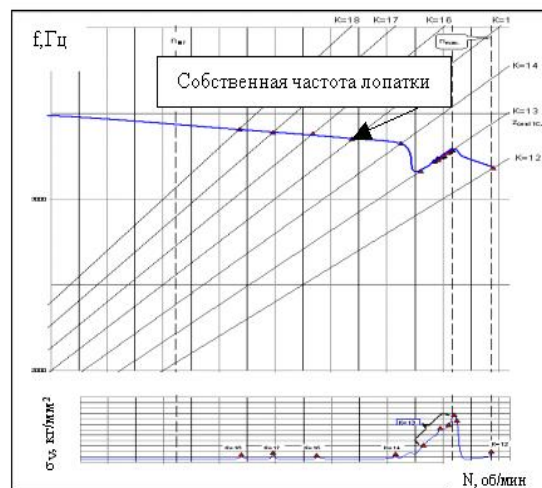


Рис. 7. Иллюстрация явления «захвата» рабочей лопатки турбины 13-й гармоникой возбуждения

Заключение

Представленные результаты подтверждают значение натурных, в том числе летных, исследований динамического нагружения авиационных ГТД в вы-

явлении дефицита теоретических представлений о динамике рабочих колес компрессоров этих двигателей, в совершенствовании методов идентификации колебаний и вибрационной доводки лопаток.

В частности, именно в натурном эксперименте:

– выявлена роль турбулентности потока на входе в двигатель в возбуждении интенсивных случайных колебаний лопаток КНД, в том числе и по зонтичной форме;

– установлен механизм возбуждения интенсивных случайных колебаний лопаток при одновременном резонансе от нескольких гармоник возбуждения;

– обнаружены феномен «захвата» лопатки гармоникой возбуждения и резонансные колебания лопаток, вызываемые гармоникой, сформированной собственными следами рабочего колеса.

Литература

1. Случайные колебания / Под редакцией Кренделла. – М.: Мир, 1967. – 460 с.

2. D.S. Whitehead. M.A., Ph.D., A.M.I. Mech, A.F.R.Ae.S. Cambridge University Engineering Laboratory. The Analysis of Blade Vibration due to Random Excitation. Aeronautical research council report and memoranda. – London: Her Majesty stationary office. – 1962. – P. 16.

3. Коровин Б.Б. Идентификация аэроупругих явлений в лопатках турбомашин методами спектрального анализа // Аэроупругость турбомашин. – К.: Наукова думка. – 1980. – С. 159-168.

4. Исследование колебаний лопаток компрессора, возбуждаемых случайными пульсациями потока / В.А. Кулагина, Б.Б. Коровин, В.П. Максимов, Н.А. Набатова, А.Я. Родов // Аэроупругость лопаток турбомашин. Труды ЦИАМ. – 1981. – № 953. – С. 166-181.

5. Коровин Б.Б., Колотников М.Е., Кудашин В.С. К выбору представительного эксплуатационного параметра для прогнозирования вибронагруженности лопаток вентилятора, вызываемого турбулентностью потока в ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 9(25). – С. 173-180.

6. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин. – М.: Машиностроение, 1983. – 420 с.

7. Динамика авиационных двигателей / Под ред. И.А. Биргера и Б.Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1981. – 480 с.

Поступила в редакцию 27.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук М.Е. Колотников, ФГУП «ММПП «Салют», Москва, Россия.

УДК 534.1:539.3

В.А. ЦИМБАЛЮК

*Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина***ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ КОЛЕБЛЮЩИХСЯ МОДЕЛЕЙ ЛОПАТОК ПРИ ИЗМЕРЕНИИ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК И ФЛАТТЕРНЫХ ИСПЫТАНИЯХ**

При измерении нестационарных аэродинамических нагрузок на колеблющихся профилях решетки каждый такой профиль закреплен на упругой подвеске, которая вместе с электродинамическими вибраторами, основанием и упругими элементами образует виброузел. Виброузлы с профилями смонтированы на общей поворотной раме. Для повышения точности таких измерений необходимо улучшить виброизоляцию виброузлов от конструкции стенда и друг от друга. Разработанная математическая модель связанных колебаний виброузлов на общей раме позволила выявить и устранить причины повышенной механической связи между ними путем сближения центров масс упругой подвески и основания и уменьшением продольной жесткости упругих элементов основания. Получено пятикратное снижение металлоемкости рамы с виброузлами.

аэродинамический стенд, решетка колеблющихся профилей, механическая связь колебаний профилей

Введение

Флаттер лопаточного венца в основном определяется взаимодействием колеблющихся лопаток через поток. Для изучения особенностей аэродинамического взаимодействия колеблющихся лопаток (профилей) решетки необходима минимизация их взаимовлияния через конструкцию стенда. Кроме этого, вибрация стенок вызывает нежелательные пульсации потока, что снижает точность измерений [1]. Поэтому при создании методики измерения аэродемпфирования (аэровозбуждения) [2] или методики измерения аэродинамических сил [3] необходимо решать задачу виброизоляции колеблющихся лопаток (профилей) друг от друга и от конструкций аэродинамической трубы.

1. Формулирование проблемы

В методиках [2] и [3] для виброизоляции колеблющихся профилей упругая подвеска каждого профиля закреплялась на своем основании (массой около 100 кг). Основания, в свою очередь, крепились на стальных нитях и растяжках к поворотной раме, которая позволяла изменять угол атаки решетки профилей. Использовались сложные устройства для

поворота более чем полутоновой конструкции.

В методике [1, 4] автором настоящей статьи была предпринята попытка уменьшить габариты и металлоемкость конструкции. Согласно этой методике каждый профиль закреплен на своей упругой подвеске, которая показана на рис. 1. Данная упругая подвеска при своих колебаниях по первой и второй формам обеспечивает поступательное и угловое перемещение профиля.

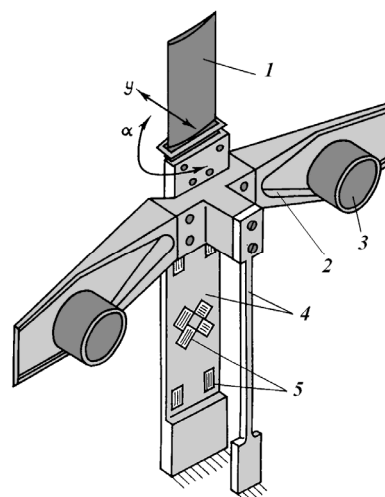


Рис. 1. Упругая подвеска профиля:
1 – профиль; 2 – коромысло; 3 – подвижная катушка электродинамического вибратора; 4 – основной и вспомогательный упругие элементы; 5 – тензорезисторы

Каждая упругая подвеска закреплена на своем основании, которое посредством упругого параллелограмма связано с поворотной рамой F (упругую подвеску профиля в совокупности с основанием и упругим параллелограммом основания будем называть виброузлом). Схема виброузла показана на рис. 2.

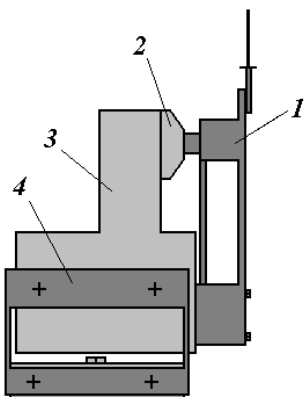


Рис. 2. Схема виброузла:

1 – упругая подвеска; 2 – магнит электродинамического вибратора; 3 – основание; 4 – упругий параллелограмм основания

Рама в свою очередь через упругие элементы соединена с остальной конструкцией стенда и с системой компенсации статического смещения профилей, вызванного постоянной составляющей аэродинамической нагрузки. На рис. 3 показана схема размещения на поворотной раме четырех колеблющихся профилей решетки в рабочей части аэродинамической трубы.

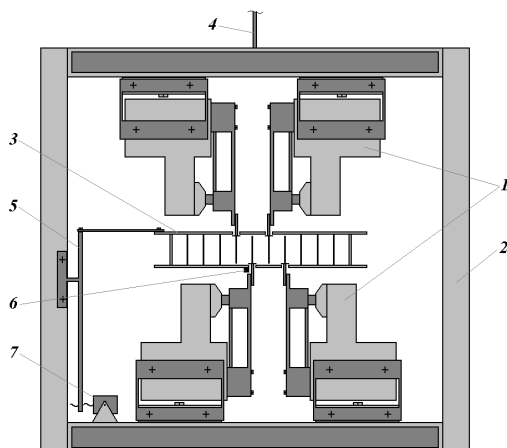


Рис. 3. Схема размещения колеблющихся профилей:

1 – виброузлы; 2 – поворотная рама; 3 – рабочая часть аэродинамической трубы; 4, 5 – упругие элементы рамы; 6 – оптический датчик положения; 7 – электромотор

Для оценки взаимовлияния колебательных систем друг на друга через общую поворотную раму ранее была принята расчетная схема, которая включала часть рамы с двумя виброузлами (рис. 4). Здесь упругие подвески обозначены $B1$ и $B2$, а основания обозначены $W1$ и $W2$.

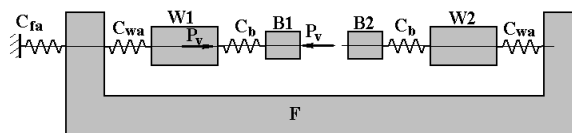


Рис. 4. Расчетная схема рамы с виброузлами

Анализ показал, что возможно пятикратное уменьшение массы оснований при сохранении хорошей виброизоляции виброузлов. На практике виброизоляция оказалась приемлемой лишь при малых частотах колебаний упругой подвески профиля.

Цель данной работы состоит в разработке более адекватной расчетной модели колебаний рамы с виброузлами и в снижении механической связи упругих подвесок друг с другом и с конструкцией стенда при небольшой металлоемкости.

2. Расчет виброизоляции виброузлов

Из опыта известно, что при крутильных колебаниях механическое взаимовлияние виброузлов мало. Согласно методике [1, 4] центр масс упругой подвески находится на оси кручения, поэтому изгибная и крутильная формы ее колебаний не связаны друг с другом. Поэтому можно ограничиться рассмотрением изгибных колебаний упругих подвесок. Кроме того, собственные частоты профиля и коромысла достаточно большие, чтобы считать перемещения профиля и коромысла равными перемещениям упругой подвески и упругую подвеску колебательную систему с коромыслом и профилем рассматривать как систему с одной степенью свободы.

Предварительный анализ с помощью расчетной схемы (рис. 4) показал, что под действием гармонической силы вибратора P_v на резонансе упругой

подвески $B1$ последняя колеблется в противофазе с основанием $W1$ с амплитудами обратно пропорциональными их массам. Т.е. инерционные силы упругой подвески и основания практически уравновешены. Однако в реальной конструкции центр масс упругой подвески выше центра масс основания, поэтому, несмотря на то, что инерционные силы упругой подвески и основания уравновешены, возникает момент от этих сил. Из-за большой продольной жесткости стержней упругого параллелограмма основания этот момент сообщает значительные угловые перемещения раме и, следовательно, другим виброузлам.

Таким образом, новая расчетная схема должна учитывать также продольные жесткости упругих элементов и положения центров колеблющихся масс.

Расчетная схема, учитывающая вышесказанное, приведена на рис. 5. На середине длины упругих элементов параллелограммов изгибающий момент равен нулю. Поэтому в этом месте упругие элементы параллелограммов можно заменить пружинами растяжения-сжатия, жесткость которых равна изгибным (C_{wa}, C_{fa}) жесткостям параллелограммов в целом и продольным ($C_{wb}, C_{wc}, C_{fd}, C_{fc}$) жесткостям упругих элементов.

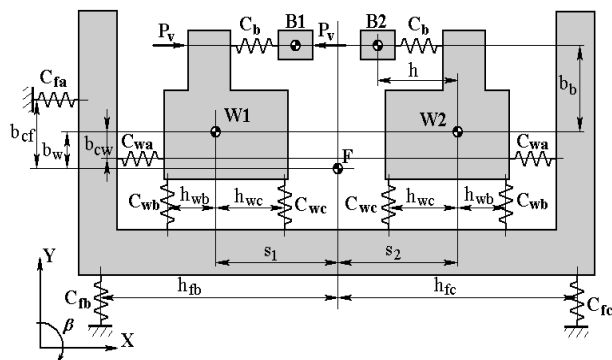


Рис. 5. Уточненная расчетная схема рамы с виброузлами

Из-за большой продольной жесткости упругих элементов подвески профиля вертикальные перемещения основания и упругой подвески будут оди-

наковы, поэтому при рассмотрении вертикальных и угловых перемещений основания его масса будет $m_{W1} + m_{B1}$, а момент инерции – $I_{W1} + m_{B1} \cdot h^2$.

Считаем, что колебательные системы $B1, B2$ могут совершать перемещения только в направлении оси X (x_{b1}, x_{b2}), а основания $W1, W2$ и рама F могут перемещаться вдоль осей X (x_{w1}, x_{w2}, x_f) и Y (y_{w1}, y_{w2}, y_f) и поворачиваться относительно своих центров масс ($\beta_{w1}, \beta_{w2}, \beta_f$). Положительные направления перемещений, сил и моментов совпадают с положительными направлениями осей координат (см. рис. 5). Оба виброузла одинаковы.

Необходимо рассчитать амплитуды колебаний всех масс под действием приложенного к упругой подвеске $B1$ усилия P_v электродинамического вибратора с частотой ω .

Запишем суммы сил и моментов, действующих на каждую из масс в виде системы уравнений:

$$[A] \cdot \{q\} = \{p\}, \quad (1)$$

где $\{p\}^T = \{p_v, 0, -p_v, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0\}$;

$$\{q\}^T = \{x_{b1}, x_{b2}, x_{w1}, y_{w1}, \beta_{w1}, x_{w2}, y_{w2}, \beta_{w2}, x_f, y_f, \beta_f\}.$$

Первые два уравнения системы – суммы сил, действующих на каждую из масс $B1$ и $B2$ вдоль оси X . Уравнения 3 – 5 – сумма сил вдоль оси X , сумма сил вдоль оси Y и сумма моментов, соответственно, действующих на $W1$. Аналогично уравнения 6 – 8 – для $W2$ и 9 – 11 – для F .

Обозначим собственную частоту изолированной упругой подвески $\Omega = \sqrt{C_b / m_{B1}}$.

Ниже даны ненулевые элементы матрицы $[A]$:

$$\begin{aligned} a_{1,1} &= m_{B1} \cdot \omega^2 - C_b; \quad a_{1,3} = C_b, \quad a_{1,5} = C_b b_b; \\ a_{2,2} &= a_{1,1}; \quad a_{2,3} = a_{1,3}; \quad a_{2,5} = a_{1,5}; \quad a_{3,1} = C_b; \\ a_{3,3} &= m_{W1} \cdot \omega^2 - C_{wa} - C_b; \quad a_{3,5} = C_{wa} b_c - C_b b_b; \\ a_{3,9} &= C_{wa}; \quad a_{3,11} = -C_{wa} (b_w + b_c); \\ a_{4,4} &= (m_{W1} + m_{B1}) \cdot \omega^2 - C_{wb} - C_{wc}; \\ a_{4,5} &= -C_{wb} h_{wb} + C_{wc} h_{wc}; \quad a_{4,10} = C_{wb} + C_{wc}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
a_{4,11} &= C_{wb}(h_{fb} + h_{wb}) - C_{wc}(h_{fb} - h_{wc}); \quad a_{5,1} = C_b b_b; \\
a_{5,3} &= C_{wa} b_c - C_b b_b; \quad a_{5,4} = -C_{wb} h_{wb} + C_{wc} h_{wc}; \\
a_{5,5} &= (I_{W1} + m_{B1} \cdot h^2) \cdot \omega^2 - \\
&\quad - C_b b_b - C_{wc} b_c - C_{wb} h_{wb} - C_{wc} h_{wc}; \\
a_{5,9} &= -C_{wa} b_c; \quad a_{5,10} = -a_{5,4}; \\
a_{5,11} &= C_{wa}(b_w + b_c) + C_{wb}(h_{fb} + h_{wb}) - C_{wc}(h_{fb} - h_{wc}); \\
a_{6,2} &= a_{3,1}; \quad a_{6,6} = a_{3,3}; \quad a_{6,8} = a_{3,5}; \quad a_{6,9} = a_{3,9}; \\
a_{6,11} &= a_{3,11}; \quad a_{7,7} = a_{4,4}; \quad a_{7,8} = -a_{4,5}; \quad a_{7,10} = a_{4,10}; \\
a_{7,11} &= a_{4,11}; \quad a_{8,2} = a_{5,1}; \quad a_{8,6} = a_{5,3}; \quad a_{8,7} = -a_{5,4}; \\
a_{8,8} &= a_{5,5}; \quad a_{8,9} = a_{5,9}; \quad a_{8,10} = a_{5,4}; \quad a_{8,11} = a_{5,11}; \\
a_{9,3} &= a_{3,9}; \quad a_{9,5} = a_{5,9}; \quad a_{9,6} = a_{3,9}; \quad a_{9,8} = a_{5,9}; \\
a_{9,9} &= m_F \cdot \omega^2 - 4C_{wa} - C_{fa}; \quad a_{10,4} = a_{4,10}; \\
a_{10,5} &= -a_{4,5}; \quad a_{10,7} = a_{4,10}; \quad a_{10,8} = a_{4,5}; \\
a_{10,10} &= m_F \cdot \omega^2 - 4C_{wb} - 4C_{wc} - C_{fb} - C_{fc}; \\
a_{10,11} &= -C_{fb} h_{fb} + C_{fc} h_{fc}; \quad a_{11,3} = a_{3,11}; \\
a_{11,4} &= C_{wb}(h_{fb} + h_{wb}) + C_{wc}(h_{fb} - h_{wc}); \\
a_{11,5} &= a_{5,11}; \quad a_{11,6} = a_{3,11}; \quad a_{11,7} = -a_{11,4}; \\
a_{11,8} &= a_{5,11}; \quad a_{11,10} = a_{10,11}; \\
a_{11,11} &= I_F \cdot \omega^2 - 4[C_{wa}(b_w + b_c) + a_{11,4}] - C_{fb} h_{fb} - C_{fc} h_{fc}.
\end{aligned}$$

Для краткости записи жесткости пружин подразумеваются комплексными, т.е. действительная часть представляет собственно жесткость пружины, а мнимая - коэффициент демпфирования.

Система уравнений решалась методом обращения матриц. В результате решения системы уравнений получаются комплексные амплитуды перемещений, модули которых представляют амплитуды перемещений, а аргументы - сдвиги фаз этих перемещений относительно силы вибратора.

Сначала был проведен расчет исходной конструкции, изображенной на рис. 2 и 3.

Результаты расчета приведены на рис. 6 в виде зависимости амплитуд колебаний упругих подвесок от отношения частоты силы вибратора к собственной частоте изолированной упругой подвески. Видно, что вблизи собственной частоты изолированной упругой подвески имеется два резонансных пика и на обоих пиках вынужденные колебания упругой подвески второго виброузла превышают колебания

упругой подвески первого виброузла, к которой периодическая сила приложена. Это объясняется тем, что связь через угловые колебания рамы довольно жесткая а момент инерционных сил большой.

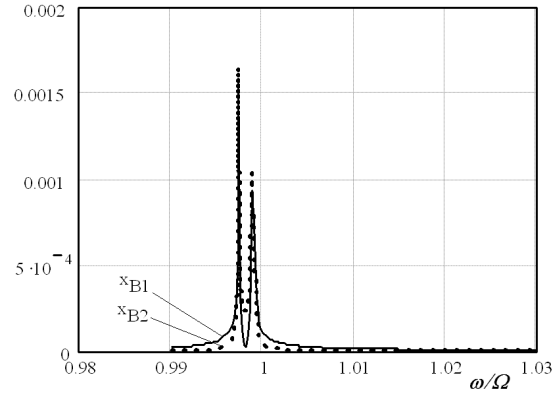


Рис. 6. Амплитуды колебаний основных колебательных систем виброузлов исходной конструкции

Изменим взаимное расположение центров масс $B1$ и $W1$ с целью уменьшения плеча инерционных сил. Остальные исходные данные остаются прежними. Рис. 7 показывает, что остался один резонансный пик, однако существенно уменьшить связь между виброузлами не удалось, так как трудно разместить массы B и W так, чтобы момент инерционных сил был равен нулю.

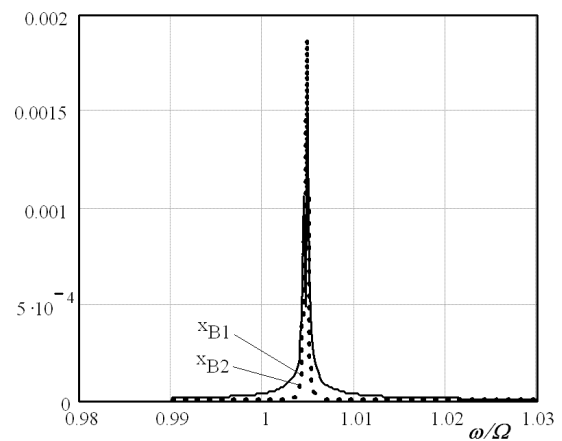


Рис. 7. Амплитуды колебаний основных колебательных систем виброузлов со сближенными массами

На следующем этапе уменьшим еще и продольные жесткости C_{wb} , C_{wc} стержней. Из рис. 8 видно, что после такой модификации при той же внешней силе амплитуды колебаний упругой подвески пер-

вого виброузла возросли более чем в 2 раза (увеличилась добротность), а колебания упругой подвески второго виброузла практически отсутствуют. Отсутствует двойной резонансный пик, что упростит на практике точную настройку виброузлов на резонанс.

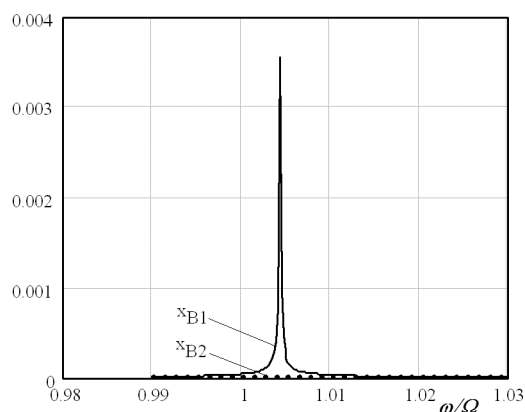


Рис. 8. Амплитуды колебаний основных колебательных систем модифицированных виброузлов

Справедливость расчетов подтвердились при испытаниях модернизированных виброузлов.

Модифицированный виброузел имеет вид, как показано схематически на рис. 9.

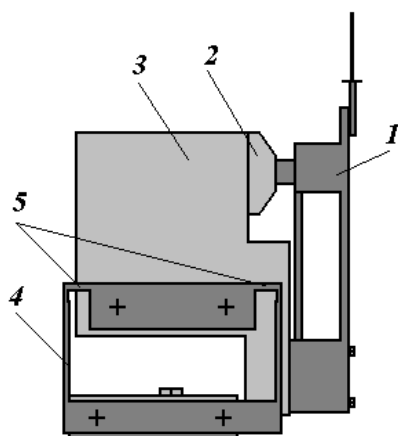


Рис. 9. Схема модифицированного виброузла: 1 – упругая подвеска; 2 – магнит электродинамического вибратора; 3 – основание; 4 – упругий параллелограмм основания; 5 – горизонтальные упругие элементы

Центр масс основания стал ближе по высоте к центру масс упругой подвески и дополнительно введены горизонтальные упругие элементы 5 крепления основания, которые уменьшают жесткость упругого параллелограмма в вертикальном направлении.

Выводы

Разработанная математическая модель связанных колебаний виброузлов на общей раме позволила найти и устранить причины повышенной механической связи между ними и тем самым повысить точность измерений нестационарных аэродинамических нагрузок на колеблющихся профилях решетки. Получено пятикратное снижения металлоемкости рамы с виброузлами.

Литература

1. Каминер А.А., Цимбалюк В.А., Коваленко А.А. Экспериментальное определение аэродинамических сил и моментов на лопатках решетки, вызванных их изгибно-крутильными колебаниями. – К.: АН УССР, Ин-т пробл. прочности НАН Украины, 1989. – 34 с. (Препринт / НАН Украины, Ин-т пробл. прочности 1989).
2. Экспериментальный стенд для исследования нестационарных явлений в аэродинамических решетках турбомашин / А.Л. Стельмах, А.Д. Лен, О.В. Ивашкевич, А.А. Каминер // Проблемы прочности. – 1983. – № 1. – С. 116-122.
3. Каминер А.А., Червоненко А.Г., Цимбалюк В.А. Методика исследования нестационарных аэродинамических характеристик решеток профилей, вибрирующих в пространственном потоке. – К.: АН УССР, Ин-т пробл. прочности НАН Украины, 1988. – 47 с. – (Препринт / НАН Украины, Ин-т пробл. прочности 1988).
4. Цимбалюк В.А. Методика измерения нестационарных аэродинамических сил и моментов на вибрирующих профилях решетки // Проблемы прочности. – 1996. – № 2. – С. 100-109.

Поступила в редакцию 23.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.П. Зиньковский, Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев.

УДК 539.3:621

Ю.С. ВОРОБЬЕВ¹, К.Ю. ДЬЯКОНЕНКО², С.Б. КУЛИШОВ³, А.Н. СКРИЦКИЙ³¹Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАНУ, Харьков, Украина²Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, Украина³ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина**ВЛИЯНИЕ КРИСТАЛЛОГРАФИЧЕСКОЙ ОРИЕНТАЦИИ НА КОЛЕБАНИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН С ВИХРЕВОЙ МАТРИЦЕЙ**

Исследуется лопатка с монокристаллической структурой и системой охлаждающих каналов в виде вихревой матрицы. Оценивается влияние изменения направлений кристаллографической ориентации на параметры колебаний – собственные частоты, формы и распределения напряжений. Приведены графические зависимости собственных частот от изменения направлений кристаллографической ориентации материала лопатки. Показано распределение и локализация напряжений при различных формах колебаний лопатки. Локализация напряжений наблюдается не только на входных и выходных кромках, но и на поверхностях охлаждающих каналов и отверстий для выхода газов.

лопатка, охлаждающие каналы, монокристалл, гранецентрированная кубическая решетка, ориентация монокристалла, собственные частоты и формы колебаний, интенсивность напряжений

Введение

Лопатки газовых турбин работают в сложных условиях термомеханического нагружения. Характерным примером является лопатка с охлаждающими каналами в виде вихревой матрицы, выполненная из жаропрочного никелевого сплава, обладающего монокристаллическими свойствами.

Для описания колебаний таких лопаток необходимо использовать трехмерные модели, учитывающие анизотропию материала. Универсальным для описания поведения лопаток является метод конечных элементов. Вопросам влияния монокристаллической структуры на прочность и колебания лопаток посвящен ряд работ [1 – 6]. Однако, комплексный учет сложной геометрической формы охлаждаемых лопаток и анизотропии монокристаллического материала требует дальнейших исследований.

1. Постановка задачи

Рассмотрим колебания охлаждаемой лопатки выполненной из монокристалла никелевого жаропрочного сплава. Охлаждающие каналы выполнены в виде вихревой матрицы (рис. 1).

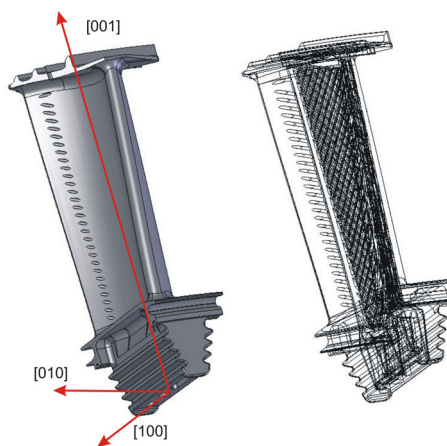


Рис. 1. Геометрия лопатки и схема расположения осей кристаллографической ориентации

Структура кристалла представляет собой гранецентрированную кубическую (ГЦК) решетку. Схематически ее структура представлена на рис. 2.

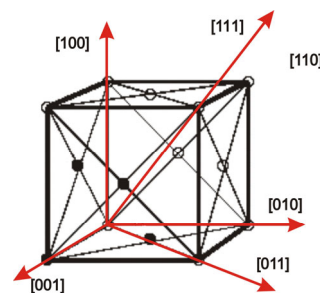


Рис. 2. Структура монокристалла

Главной особенностью такой структуры является то, что при повороте на 90° вокруг любой из своих осей, материал имеет те же свойства, что и до поворота, тогда как поворот на другой угол (не кратный 90°), приводит к изменению упругих свойств.

В произвольной ориентации монокристалла, его матрица податливости заполнена полностью, однако в случае совпадения осей x, y, z с кристаллографическими осями $[100], [010]$ и $[001]$ матрица податливости имеет упрощенный вид:

$$S_{ij} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{12} & 0 & 0 & 0 \\ S_{12} & S_{11} & S_{12} & 0 & 0 & 0 \\ S_{12} & S_{12} & S_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & S_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_{44} \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Таким образом, упругое поведение материала полностью определяется 3-мя независимыми константами – S_{11}, S_{12}, S_{44} . Связь компонент матрицы податливости с техническими упругими постоянными имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} \frac{1}{E_x} = \frac{1}{E_y} = \frac{1}{E_z} &= S_{11}; \\ -\frac{\nu_{xy}}{E_x} = -\frac{\nu_{yz}}{E_y} = -\frac{\nu_{zx}}{E_z} &= S_{12}; \\ \frac{1}{G_{xy}} = \frac{1}{G_{yz}} = \frac{1}{G_{zx}} &= S_{44}. \end{aligned} \quad (2)$$

Для определения влияния ориентации монокристалла на параметры колебаний, необходимо провести варьирование аксиальной и азимутальной ориентации. Исходная ориентация принимается таковой, что направление $[001]$ совпадает с осью пера лопатки, $[100]$ – параллельно хвостовику лопатки, а $[010]$ – соответственно перпендикулярно плоскости, образуемой $[001]$ и $[100]$. На рис. 1 показано исходное расположение осей $[010]$ и $[100]$ и их положение после поворота относительно оси $[001]$, т.е. изменения азимутальной ориентации монокристалла лопатки. При изменении аксиальной ориентации аналогичным образом осуществляется поворот вокруг осей $[010]$ и $[100]$. Таким образом, производится

варьирование относительно каждой из трех осей в диапазоне от -45° до $+45^\circ$ с шагом в 5° .

Материал лопатки – жаропрочный никелевый сплав ЖС6Ф. Его упругие константы для холодной ($T_{\text{лон}} = 20^\circ\text{C}$) лопатки [7], преобразованные к виду технических упругих констант, составили:

$$E = 1/S_{11} = 139607 \text{ МПа};$$

$$\nu = -E \cdot S_{12} = 0,3833;$$

$$G = 1/S_{44} = 129524 \text{ МПа}.$$

2. Разработка расчетной модели

Моделирование лопатки осуществляется при помощи метода конечных элементов (МКЭ) в трехмерной постановке. Несмотря на высокое развитие коммерческих программных продуктов, реализующих МКЭ, важнейшим этапом исследований является адаптация программного комплекса к конкретной задаче. В первую очередь, необходимо правильно выбрать конечный элемент (КЭ), на основе которого построить модель, обеспечивающую требуемую точность решения. Чрезвычайная сложность геометрии исключает возможность использования регулярной сетки (из гексаэдров), вследствие чего приходится использовать свободную сетку (из тетраэдров). Для данной лопатки было построено несколько вариантов КЭ моделей, различающихся числом элементов и типом элементов (линейные и квадратичные).

Был проведен анализ сходимости метода расчета с увеличением числа степеней свободы (ЧСС). Результаты расчета модели с наибольшим ЧСС (2 747 526) были приняты за "точное" значение, с которым сравнивались результаты расчета модели с меньшим ЧСС. График изменения относительной погрешности для нижних 10 частот при увеличении числа степеней свободы представлен на рис. 3. Видно, что при достижении ЧСС 1,7 млн, относительная погрешность для 10 нижних частот лежит в пределах 1%, что можно считать удовлетворительным.

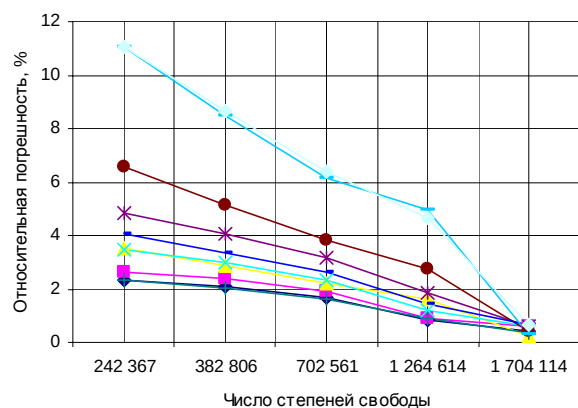


Рис. 3. Сходимость решения (10 низших частот) с увеличением степени дискретизации

3. Анализ численных результатов

Для выявления степени влияния анизотропии материала на собственные частоты, проведено сравнение собственных частот монокристаллической лопатки с собственными частотами лопатки из равноосного (изотропного) материала. Результаты сравнения представлены в табл. 1 и показывают, что различие между частотами изменяется в диапазоне 5 – 50%.

Таблица 1

Сравнение собственных частот колебаний лопатки для поликристаллического и ориентированного монокристаллического материалов

№	Собственные частоты лопатки, Гц		Различие частот δ , %
	Поликристаллический сплав	Монокристаллический сплав	
1	616,48	645,5	4,7
2	1420,8	1565,7	10
3	2079,2	3089,5	48,6
4	3146,3	3453,8	9,8
5	5223,2	6851,3	31,2
6	6492,4	7916,5	21,9
7	7205	8283,5	15
8	8090,2	9127,3	12,8
9	9122	11718	28,4
10	9560,5	11972	25,2

Влияние на собственные частоты изменения азимутальной и аксиальной ориентации монокристалла показано в табл. 2.

Результаты численных исследований влияния

направления КГО на собственные частоты колебаний представлены на графиках (рис. 4 – 7).

Таблица 2.

Изменение собственных частот лопатки при изменении направления КГО относительно каждой из осей

№	Максимальное отклонение частот, %		
	[100]	[010]	[001]
1	25,8	23,4	0,7
2	21,2	11,6	0,6
3	11,2	27,3	0,45
4	17,2	15,7	0,2
5	5,6	10,8	0,9
6	4,5	5,8	0,9
7	14,7	8,5	0,1
8	17	15,7	1,6
9	1,4	7,1	4
10	1,2	5,6	0,8

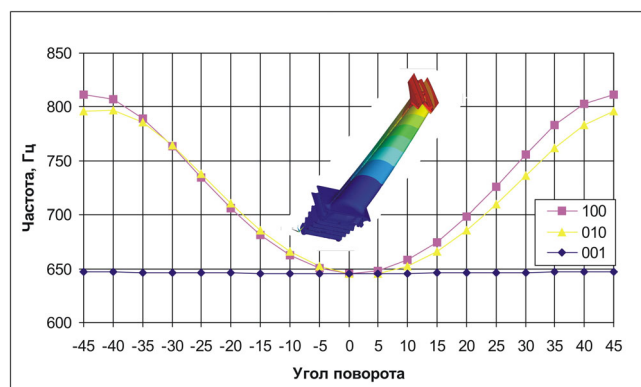


Рис. 4. Изменение первой собственной частоты в зависимости от поворота направлений КГО относительно трех осей ([100], [010], [001])

Характер изменения частот зависит от формы колебаний. Для преимущественно изгибных форм колебаний отклонение направления КГО от исходного положения приводит к увеличению собственных частот (рис. 4). При этом минимальное значение частоты соответствует исходному положению.

При преимущественно крутильной форме колебаний происходит снижение собственных частот при отклонении КГО от исходной (рис. 5).

Для более сложных форм, например преимущественно изгибно-крутильных форм с одним и двумя узлами, наблюдаются и более сложные зависимости частоты от угла направления КГО (рис. 6, 7).

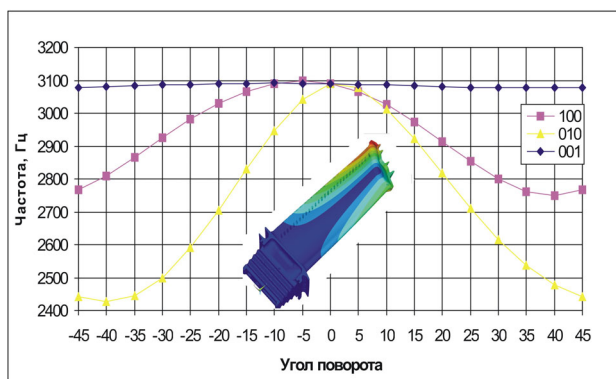


Рис. 5. Изменение третьей собственной частоты в зависимости от поворота направлений КГО относительно трех осей ([100], [010], [001])

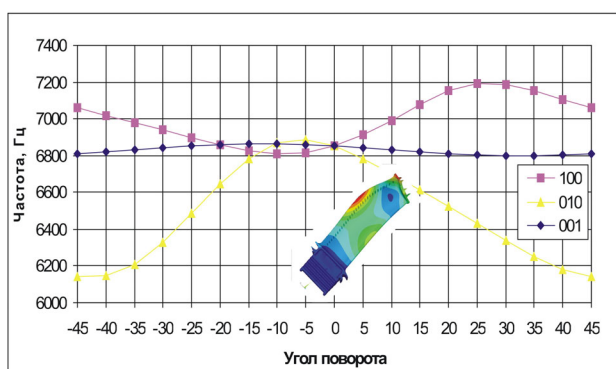


Рис. 6. Изменение пятой собственной частоты в зависимости от поворота направлений КГО относительно трех осей ([100], [010], [001])

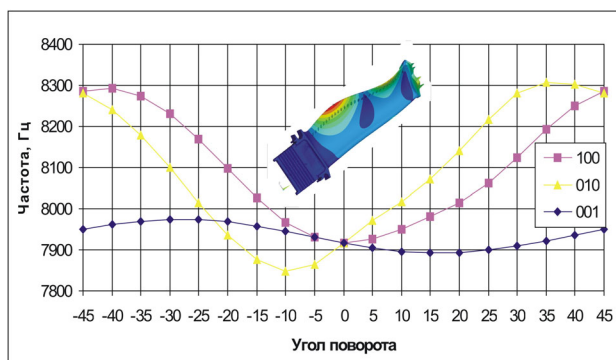


Рис. 7. Изменение шестой собственной частоты в зависимости от поворота направлений КГО относительно трех осей ([100], [010], [001])

На графиках видно, что изменение угла азимутальной ориентации меняет собственные частоты незначительно.

Гораздо более существенное изменение собственных частот вызывает изменение аксиальной ориентации (повороты относительно осей [100] и [010]).

Распределение интенсивности динамических напряжений зависит от форм колебаний. Преимущественно изгибные формы колебаний сопровождаются, как правило, локализациями напряжений на выходной и входной кромках, в хвостовике, а также — вокруг выходных отверстий охлаждающих каналов (рис. 8).

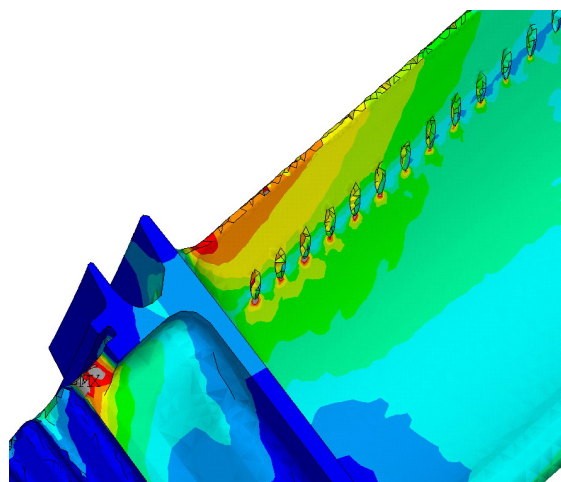


Рис. 8. Локализации интенсивностей напряжений на второй форме колебаний (преимущественно изгибной), $f=1566$ Гц

На рис. 9 представлены зоны локализации напряжений для разных форм колебаний.

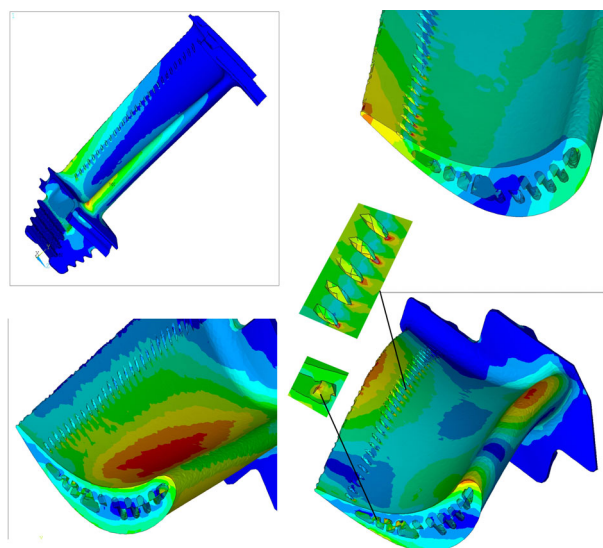


Рис. 9. Локализации интенсивностей напряжений на различных формах колебаний лопатки.

Особо следует отметить наличие зон локализации напряжений на внутренней поверхности лопатки.

ки - на охлаждающих каналах и на выходных отверстиях, расположенных на корыте лопатки. В зависимости от формы колебаний, области локализации напряжений смещаются выше или ниже вдоль оси лопатки, а также могут смещаться по профилю.

Выводы

Использованные численные модели позволяют достаточно точно получить собственные частоты и формы колебаний и выявить влияние на них кристаллографической ориентации для лопатки с системой охлаждающих каналов в виде вихревой матрицы. Распределения относительных напряжений показывают опасные области.

При наличии экспериментального значения напряжений в некоторой точке лопатки, из полученных расчетных данных может быть легко представлена полная картина напряженного состояния. Особенно актуальным это является для охлаждаемых лопаток, в частности, лопаток с вихревой матрицей, для которой значительная часть поверхности остается недоступной для тензометрирования.

Рассматриваемая охлаждаемая лопатка в целом спроектирована достаточно удачно, так что в рассмотренном частотном диапазоне вибрационные напряжения распределены достаточно равномерно. Для таких лопаток остаются актуальными вопросы учета температурной и ростовой неоднородностей, нагрузок и других воздействий.

Литература

1. Ножницкий Ю.А., Голубовский Е.Р. Монокристаллические рабочие лопатки высокотемпературных турбин перспективных ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2006. – № 9 (35). – С. 117-123.

2. Голубовский Е.Р., Светлов И.Л., Хвацкий К.К. Закономерности изменения аксиальной и азимутальной анизотропии прочностных характеристик монокристаллов жаропрочных никелевых сплавов для лопатки ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 10 (26). – С. 50-54.

3. Петухов А.Н., Голубовский Е.Р., Басов К.А. Частотные характеристики и формы колебаний монокристаллических образцов и охлаждаемых лопаток турбин с различной кристаллографической ориентацией // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2006. – № 8 (34). – С. 50-56.

4. Придорожный Р.П., Шереметьев А.В. Особенности влияния кристаллографической ориентации на усталостную прочность монокристаллических рабочих лопаток турбин // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 10 (26). – С. 55-59.

5. Мельникова Г.В., Магеррамова Л.А., Протопопова Д.А. Влияние кристаллографической ориентации монокристалла и ее технологического разброса на частотный спектр турбинных лопаток // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2001. – Вып. 26. – С. 140-144.

6. Температурно-ориентационная зависимость характеристик кратковременной прочности, модуля Юнга и коэффициента линейного расширения монокристаллов сплава ЖС6Ф / И.Л. Светлов, Н.Н. Суханов, А.И. Кривко и др. // *Проблемы прочности*. – 1987. – № 1. – С. 51-56.

7. Монокристаллы никелевых жаропрочных сплавов / Р.Е. Шалин, И.Л. Светлов, Е.Б. Качанов и др. – М.: Машиностроение, 1997. – 336 с.

Поступила в редакцию 26.05.2008

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

УДК 629.7.054

В.Н. МЕЛЬНИК, Е.А. КЛАДУН, В.В. КАРАЧУН, О.Я. КОВАЛЕЦ

*Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, Украина***ПАССИВНАЯ ИЗОЛЯЦИЯ АКУСТИЧЕСКОГО ИЗЛУЧЕНИЯ**

Излагаются преимущества методов и средств пассивной звукоизоляции, технической основой которых могут быть различные явления, в том числе резонансного типа. Приводимые результаты полунатурных стендовых испытаний некоторых типов ограждающих конструкций доказывают эффективность, а поэтому и целесообразность, решения задач шумогашения на основе различных типов конструктивных нелинейностей, позволяющих проводить также выборочную частотную изоляцию. Проводится краткий анализ перспективных адаптивных методов и возможность их сочетания с пассивными, активными, компенсационными.

пассивная изоляция, акустическое излучение, конструкционная нелинейность, резонансные полости, шумогашение, перфорированный экран

Введение

Постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами. Пассивные методы борьбы с шумом имеют более длительную историю развития, чем, например, автокомпенсационные и существенно изменились в сторону повышения эффективности подавления внешнего возмущающего воздействия. Находясь в неизменном диалектическом единстве, мощные двигательные установки и средства борьбы с генерируемым ими шумом претерпели ряд принципиальных и конструкторских изменений.

Инженерная практика шумоизоляции в настоящее время состоит в следующем:

- подавление шума в его источнике;
- подавление шума на пути трансляции его к объекту;
- подавление шума непосредственно на объекте;
- комбинированные методы шумогашения.

Проанализируем более подробно третью позицию.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. Наиболее широкое применение в технике получили шумопоглощающие мастики. Так, некоторые их разновидности, например, мастика фирмы “Феникс”, понижают уровень звукового давления

внутри ограниченного объема с 163 до 130 дБ. Не менее эффективными являются резонаторы Гельмгольца и щелевые [1]. К ним можно отнести и “акустические полы” (резонансные панели) [2].

Практика этих исследований показывает, что наиболее существенным фактором является именно тот, с какой стороны ограждения, по отношению к источнику звука, необходимо понижать уровень звукового давления. Так, резонаторы Гельмгольца и щелевые, будучи эффективными изоляторами со стороны падающей волны, практически теряют свои свойства подавления шума в другом полупространстве.

Основным недостатком шумопоглощающих масрик является их недолговечность. Высокие температуры, равно как и их перепад в сочетании с вибрацией приводят к необратимой полимеризации вещества и, естественно, к потере необходимых качеств.

Относительно щелевых резонаторов, то изготовление типового ряда таких технических решений позволит, преимущественно на резонансных частотах, поглощать звуковую энергию в сообщающихся со щелями жесткостенных полостей.

Поиск необходимых эффективных средств пассивной звукоизоляции, имеющий в основе своей дешевизну и простоту изготовления, неизменно находится в поле зрения специалистов.

Постановка задачи данного исследования.

Проанализируем эффективность метода звукоограждающих конструкций в виде замкнутых полостей. Не претендуя на исключительность, предлагаемый метод имеет право на существование в той его реализации, которая прошла успешные стендовые испытания на установке “Сирена” Института проблем прочности НАН Украины им. Г.С. Писаренко.

Вместе с тем, эффективно снижает уровень вибрации при моно- и полигармоническом, а также случайном характере многорежимного воздействия прямолинейных и угловых форм колебаний, метод равночастотной системы изоляции, метод волнового отвода, метод конструкционного демпфирования, метод упругих связей, метод схемных решений, метод оптимизации режимов движения, метод звукоизолирующих мостиков (инерционных, упругих, комбинированных), метод оптимальных гасителей вибрации и многие другие.

Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Рассмотрим изолирующий экран в виде двух коаксиальных цилиндров [4]. Такая конструкция высокоэффективна в условиях повышенных уровней звукового давления (выше 150 дБ).

Устройство содержит коаксиально расположенные цилиндры: внутренний и наружный. Последний имеет равное количество продольных (на боковой) и радиальных (на торцевой поверхности) сквозных прорезей заданных типоразмеров (рис. 1). Оба цилиндра разделены воздушным пространством. В месте крепления к основанию между ними установлена прокладка с большим внутренним поглощением, например резиновая, позволяющая исключить взаимное кинематическое влияние поверхностей ограждения.

При воздействии интенсивного звукового давления на наружный цилиндр, около 5...7% звуковой энергии излучения (в зависимости от суммарной площади

прорезей и частоты падающей волны) проходит сквозь прорези и попадает на поверхность внутреннего цилиндра. Затем часть этой энергии передается внутрь цилиндра, а другая, отражаясь, попадает на внутреннюю поверхность наружного цилиндра, создавая тем самым противодействие интенсивному аэродинамическому шуму.

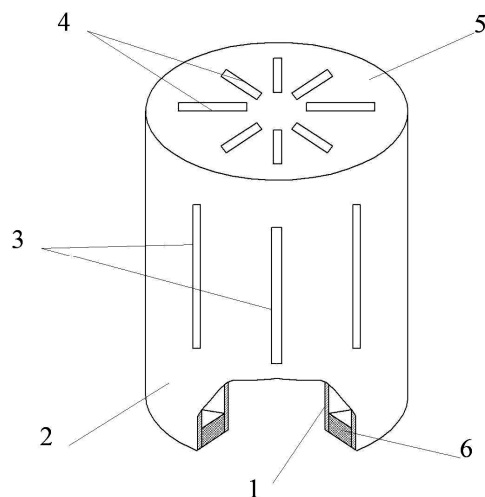


Рис. 1. Ограждающая конструкция для понижения уровня аэродинамического шума:

1 – внутренний цилиндр; 2 – наружный цилиндр; 3 – продольные сквозные прорези; 4 – торцевые сквозные прорези; 5 – торцевая поверхность ограждения; 6 – прокладка

Наружный цилиндр с прорезями выполняет роль перфорированного экрана, акустические свойства которого оцениваются его сопротивлением продуванию, имеющему комплексный характер. Для прорезей небольшой ширины действительной частью этого сопротивления можно пренебречь и считать сопротивление экрана мнимой величиной, пропорциональной присоединенной массе воздуха в щелях.

Сопротивление перфорированных экранов с отверстиями сложной конфигурации, в т. ч. в виде прорезей, определяют экспериментально. В первом приближении коэффициент звукопоглощения однослойного экрана для наклонно падающей волны можно оценить по формуле для круглых прорезей [2]

$$\alpha_{\Theta} = 4R\rho_0 c \cos \Theta \left\{ (R \cos \Theta + \rho_0 c)^2 + \left[m\omega \cos \Theta - \rho_0 c \operatorname{ctg} (kL \cos \Theta) \right]^2 \right\}^{-1},$$

где $k = \omega c^{-1}$ – волновое число;

$\rho_0 c$ – удельное акустическое сопротивление воздуха;

L – толщина воздушного промежутка позади экрана;

$R = r S S_1^{-1}$ – активная составляющая сквозного сопротивления;

S – площадь экрана на одну прорезь;

S_1 – площадь одной прорези;

r – сопротивление продуванию (для ткани, например, $r = 0,25 \rho_0 c$);

m – эффективная масса экрана.

Эффективная масса перфорированного экрана (при достаточной массивности его листа) равна присоединенной массе воздуха, которую определяют, например, для перфорированного экрана с отверстиями по формуле

$$m = \rho_0 \left\{ \left[D \left(1,13 D d^{-1} \right) - 1,21 \right] + 1,27 L D^2 d^{-2} \right\},$$

где D – шаг перфорации;

d – диаметр отверстия;

ρ_0 – плотность свободного воздуха.

Общая эффективная масса экрана

$$m = m_1 m_2 (m_1 + m_2)^{-1},$$

где m_1 – присоединенная масса воздуха экрана;

$m_2 = \rho_l h (1 + S_1 S^{-1})$ – масса единицы площади

листа экрана толщиной h ;

ρ_l – плотность листа.

Эффективная масса экрана пропорциональна плотности воздуха ρ_0 и с ее увеличением растет по линейному закону. На основании этого можно утверждать, что эффективность такого экрана с увеличением акустического давления будет возрастать. Подтверждением тому служат результаты экспериментальных исследований физической модели рассматриваемого устройства из двух коаксиальных цилиндров. Так, ниже 114 дБ понижение уровня акусти-

ческого давления в данной конструкции невозможно для принятого массогабаритного исполнения (толщина экрана $4 \cdot 10^{-4}$ м, диаметр наружного цилиндра 0,12 м, высота 0,16 м, число сквозных прорезей восемь – поровну на боковой и торцевой поверхностях), боковые прорези длиной 0,1 м и шириной $2 \cdot 10^{-4}$ м, торцевые – длиной 0,35 м и шириной $2 \cdot 10^{-4}$ м, толщина воздушной прослойки между цилиндрами $2 \cdot 10^{-4}$ м.

Диаграмма звукового давления внутри объема физической модели устройства представлена на рис. 2. Максимальное понижение шума в такой конструкции до 114 дБ (за исключением локальных экстремумов – 1). Для сравнения на рисунке изображена кривая распределения давления по частоте внутри звукоизолирующего устройства из двух коаксиальных сплошных цилиндров без прорезей. Очевидно, что выполнение наружного цилиндра с продольными и радиальными сквозными прорезями позволяет существенно снизить уровень интенсивного акустического воздействия внутри заданного объема.

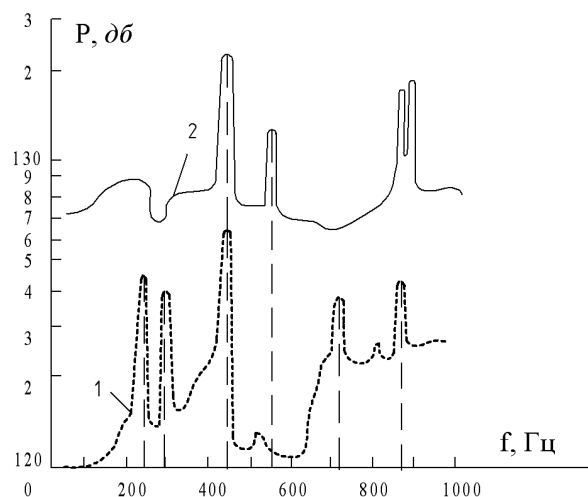


Рис. 2. Диаграмма изменения уровня аэродинамического шума внутри двойного цилиндрического ограждения:
1 – наружный цилиндр со сквозными прорезями;
2 – наружный цилиндр без прорезей

Увеличение жесткости торцевых поверхностей цилиндров, например, введением ребер жесткости, позволит уменьшить локальные экстремумы на диа-

грамме и одновременно сместить их в желаемую сторону по оси частот. Корректировка геометрических размеров прорезей (например, автоматически), а также частота их нанесения на поверхность экрана позволят сделать это устройство более универсальным и эффективным для различных уровней звукового давления.

Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Проведенные полунатурные испытания изолирующих конструкций позволяют подтвердить изначальный тезис о целесообразности подавления шума наличием нелинейности конструкции и резонансных полостей.

Перспективными следует считать конструкции, сочетающие в себе не только отмеченные качества, но и другие особенности – конструкционное демпфирование, компенсационные методы и т.п.

Наряду с отмеченным, не исчерпал себя метод адаптации. Сущность его состоит в накоплении системой и немедленном использовании текущей информации об изменяющихся условиях работы для оптимизации избранного показателя качества при помощи корректировки ее структуры.

Информация о системе должна состоять из сведений об объекте защиты (его энергетическом балансе, ограничениях на управляющее и возмущающее воздействия, свойствах измерительного устройства), о цели функционирования и критериях качества, а также об управляющем устройстве.

Степень достоверности информации может быть обусловлена вероятностными отклонениями значений параметров системы и, как следствие, изменениями коэффициентов уравнений движения в рамках закона распределения, а также неточными начальными сведениями об объекте защиты. Целесообразно сочетать начальную имитационную модель с ее способностью к адаптации по заданным критериям.

Алгоритм закона управления состоит из двух частей: первичного рабочего алгоритма, синтезированного по имитационной модели, и алгоритма адаптации, предназначенного для повышения качества действия первичного алгоритма при помощи накопления в процессе работы текущей информации. Таким образом, адаптивная система будет состоять из основного контура и дополнительного (контура самонастройки).

Основной реализуется в соответствии с методом управления по отклонению и включает в себя управляемый объект и автоматическое управляющее устройство.

На объект управления воздействуют координатное $f_k(t)$ и параметрическое возмущения $f_n(t)$ с изменяющимся во времени спектральным составом.

Литература

1. Ингерслев Ф. Акустика в современной строительной технике. – М.: Госстройиздат, 1957. – 295 с.
2. Колесников А.Е. Шум и вибрация: Учебник. – Л.: Судостроение, 1988. – 248 с.
3. Мельник В.Н., Карачун В.В. Нелинейные колебания в полиагрегатном подвесе гироскопа: Монография / Нац. техн. у-т Украины “КПИ”. – К.: “Корнейчук”, 2008. – 104 с.: ил., табл. – Библиогр. С. 80-82.
4. Малюжинец Г.Д. Простейшая модель поглощающей и прозрачной решетки с обратной связью // Сб. научных трудов акустического ин-та. – М.: МАИ, 1971. – Вып. 15. – С. 17-22.

Поступила в редакцию 12.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Л.М. Рыжков, Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев.

УДК 629.12:621.438.004

В.М. ГОРБОВ, А.К. ЧЕРЕДНИЧЕНКО*Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова, Николаев, Украина*

АНАЛИЗ И ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ

Рассмотрены области применения газотурбинных двигателей в коммерческом судостроении, предложено оценивать характеристики газотурбинных двигателей морского применения по параметрам, влияющим на целесообразность и эффективность эксплуатации судна в целом. Приведено сопоставление характеристик двигателей ведущих фирм по удельным показателям экономической эффективности и удельным массогабаритным показателям. Рассмотрены варианты применения газотурбинных двигателей производства "Зоря-Машпроект" в судовой энергетике. Сделан вывод о конкурентоспособности отечественных морских двигателей на мировом рынке газотурбинной продукции.

коммерческое судостроение, газотурбинный двигатель, массогабаритные показатели, показатели экономической эффективности, судовая энергетика, конкурентоспособность

Введение

Основными факторами, сдерживающими применение газотурбинных двигателей (ГТД) на коммерческих судах являются высокие расходы на топливо, связанные с повышенными требованиями к его качеству и сравнительно высокий удельный расход топлива. Тем не менее, ГТД заняли определенную нишу в судовой энергетике. В значительной степени это связано с ростом высокоскоростных каботажных и океанских перевозок грузов и пассажиров, популярностью морского туризма, сопровождающейся увеличением пассажироместимости при одновременном повышении комфортности круизных лайнеров, увеличением числа ежегодно заказываемых супер и мегаяхт. Применение ГТД позволяет существенно снизить количество вредных выбросов при работе судовой энергетической установки в соответствии с требованиями Приложения VI Конвенции МАРПОЛ 73/78 [1]. Газотурбинные технологии весьма привлекательны к применению на объектах добычи углеводородных ресурсов с шельфа. Большие потребности технологических процессов добычи и переработки нефти и газа в электрической и тепловой энергии, возможность использования по-

путного газа в качестве топлива, обуславливают применение газотурбинных установок на морских стационарных платформах, плавучих электростанциях и в составе специализированных судов FPSO (Floating Production Storage and Offloading). Перевозка энергетических углеводородов на танкерах LNG сопровождается необходимостью утилизации испаряющегося груза, что также делает перспективным применение ГТД.

1. Общие положения

Судовая энергетическая установка, представляющая единый комплекс, состоящий из разнообразных по назначению и конструктивному исполнению элементов должна отвечать целевой функции судна. Исходя из этого, характеристики главного двигателя (в том числе газотурбинного) могут быть оценены по ряду параметров, влияющих на целесообразность и эффективность эксплуатации судна в целом, таких, как:

- параметры обеспечения эксплуатационной работоспособности (параметры надежности, живучести, маневренности);
- параметры обеспечения экономической эф-

фективности (удельный расход топлива, массогабаритные показатели, стоимостные показатели, включая затраты на обслуживание в течении срока службы изделия);

- экологические параметры.

Согласно данным ежегодных каталогов Diesel & Gas Turbine Publication (GLOBAL SOURCING GUIDE, 2007), "Газотурбинные технологии" и "Gas Turbine World" в настоящее время позиционируют свою продукцию, как ГТД морского применения следующие фирмы – производители газотурбинной техники: GE Marine (США), Kawasaki Heavy Industries (Япония), MAN Turbo AG (Германия), Mitsubishi Heavy Industries (Япония), M T U Friedrichshafen GmbH (Германия), Pratt & Whitney (США), Rolls-Royce (Великобритания), Saturn (Россия), Solar Turbine (США), Vericor (США – Германия), Zorya-Mashproekt (Украина).

2. Анализ характеристик современных морских газотурбинных двигателей

Рассмотрим характеристики газотурбинных двигателей и установок, получивших наибольшее распространение в коммерческом судостроении. Анализ информации, приведенной в специализированных изданиях "Gas Turbine World", "Diesel & Gas Turbine Worldwide", "Hansa", "MER", "Offshore Marine Technology", "Ship and Boat International", "Shipping World & Shipbuilder", "The Naval Architect", а также на официальных сайтах показывает, что наибольшее распространение на коммерческих судах получили ГТД GE Marine. В настоящее время на 17 круизных судах установлено 26 ГТД этой фирмы – шестнадцать LM 2500+ входят в состав комбинированных установок COGES, шесть LM 2500+ и четыре LM 2500 применяются в комбинированных установках CODLAG [2]. Кроме того, на 16 судах для высокоскоростной каботажной перевозки грузов и пассажиров (пассажирско-автомобильные паромы Ro-рах монокорпусного и

катамаранного исполнения), а также на нескольких мегаяхтах, наряду с вышеназванными, нашли применение двигатели LM 1600 и LM 500 этой же фирмы (всего свыше 40 единиц) [3]. Двигатели GE также входят в состав большинства газотурбинных энергетических установок судов FPSO и плавучих энергокомплексов. Самыми распространенными газотурбинными установками, применяющимися на мегаяхтах, являются TF 40, TF 50, и "спарки" TF 80 и TF 100 фирмы Vericor. Эти установки нашли применение и на нескольких скоростных катамаранах. Фирма Rolls-Royce предлагает к применению на судах три модели ГТД (не считая вспомогательных корабельных газотурбогенераторов) Spey, WR-21 и MT30.

Типоразмерный ряд серийно выпускаемых газотурбинных двигателей НПКГ «Зоря-Машпроект» (Украина, г. Николаев) полностью перекрывает диапазон мощностей от 2,5 до 27 МВт. Все двигатели (UGT 3000, UGT 6000, UGT 6000+, UGT 10000, UGT 15000, UGT 15000+, UGT 16000, UGT 25000) и их реверсивные модификации проектировались для морских условий применения и широкого диапазона изменения возможных параметров окружающей среды. Кроме использования в составе корабельных энергетических установок эти двигатели нашли применение на скоростных роулерах, судах на подводных крыльях и воздушной подушке, а также на плавучих блочно-модульных электростанциях и в качестве энергетических приводов.

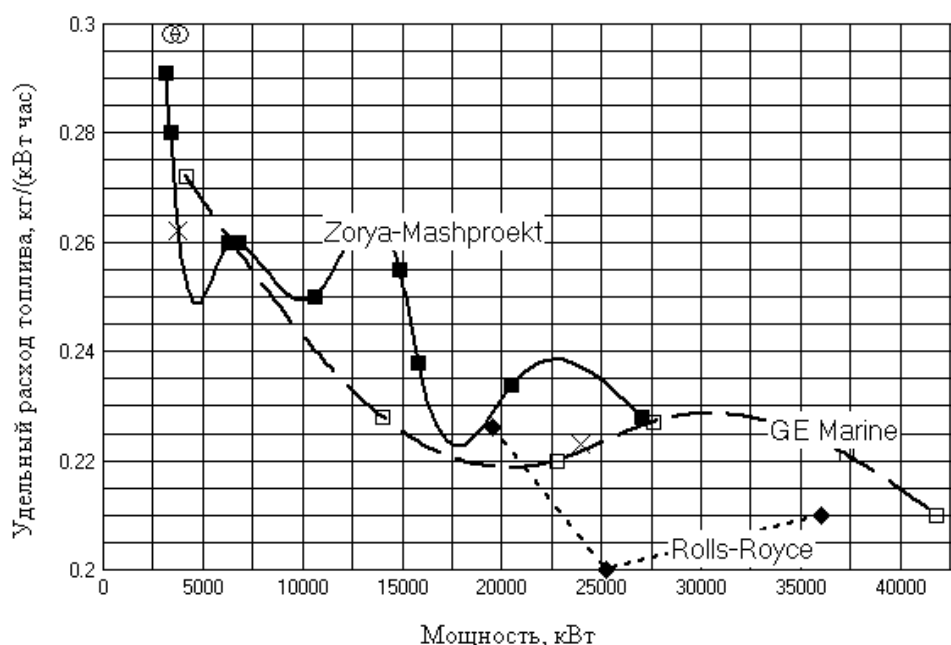
Целесообразно сравнить характеристики ГТД торговой марки UGT (Ukraine Gas Turbine) и ГТД фирм GE Marine и Rolls-Royce по следующим удельным характеристикам обеспечения экономической эффективности: удельному расходу топлива [кг/(кВт·час)] и удельной цене ГТД [\$/кВт] (рис. 1, а, б), а также удельной массе ГТД [кг/кВт] и удельной длине [м/кВт] (рис. 2, а, б).

На графиках приведены также характеристики двигателей Pratt & Whitney и Vericor, которые

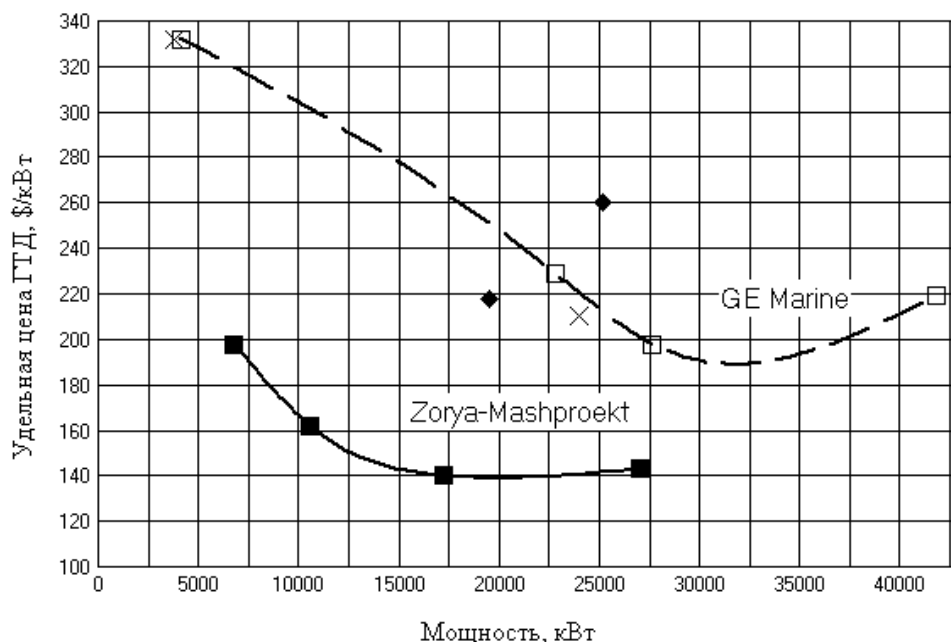
нашли применение в коммерческом судостроении. Все двигатели простого цикла, за исключением двигателя WR-21 фирмы Rolls-Royce, выполненого по схеме с промежуточным охлаж-

дением воздуха и регенерацией теплоты отходящих газов.

Результаты зависимости данных характеристик от мощности ГТД приведены на рис. 1 и 2.



а



б

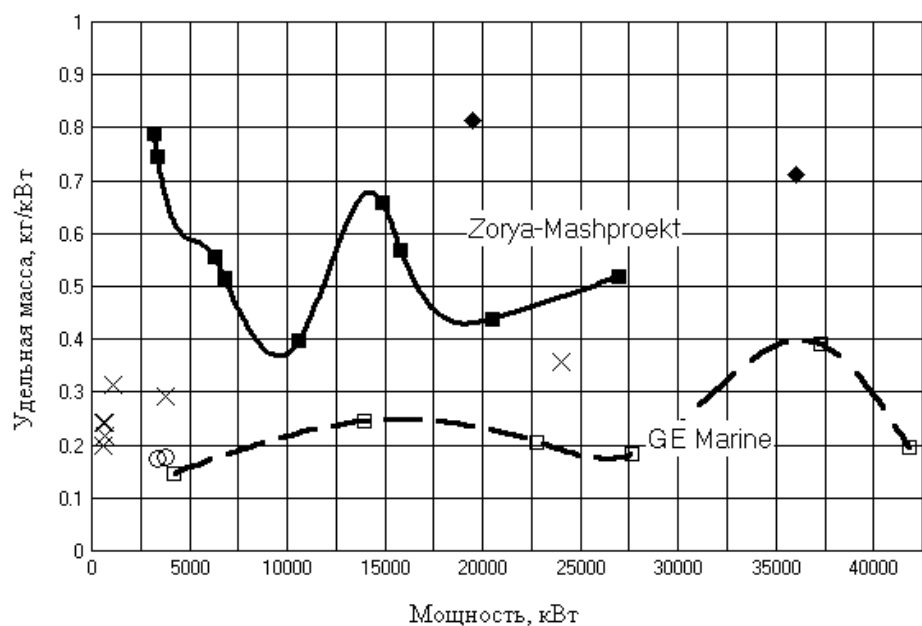
Рис. 1. Зависимость относительных эксплуатационных и капитальных затрат от мощности ГТД:

а - удельного расхода топлива;

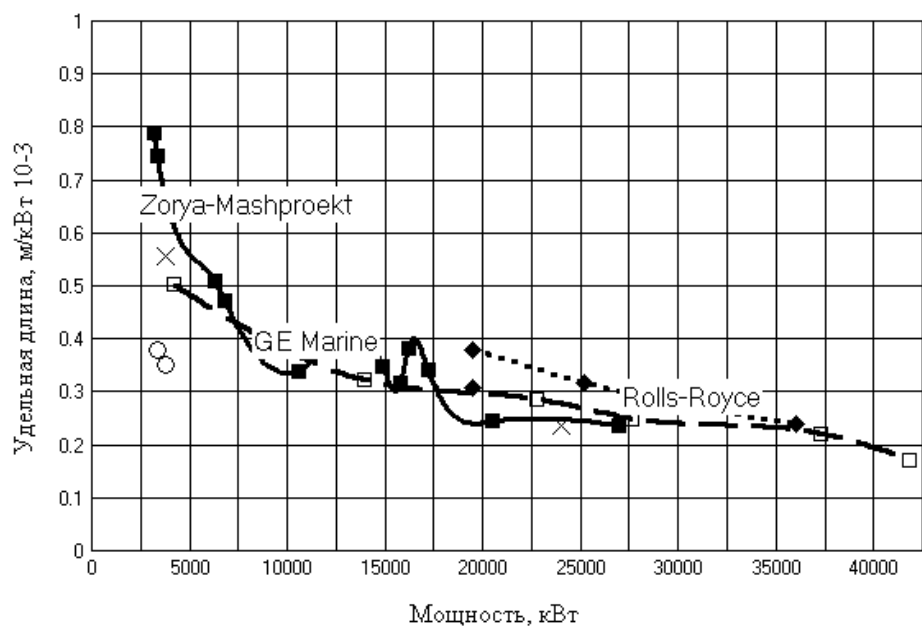
б - удельной цены ГТД;

■ - Zorya-Mashproekt; □ - GE Marine;

◆ - Rolls-Royce; x - Pratt & Whitney; ○ - Vericor



а



б

Рис. 2. Зависимость относительных массогабаритных показателей от мощности ГТД:

а - удельной массы;

б - удельной длины ГТД

■ - Zorya-Mashproekt; □ - GE Marine;

◆ - Rolls-Royce; x - Pratt & Whitney; ○ - Vericor

3. Области применения отечественных ГТД морского исполнения

Проведенный анализ показывает, что отечественные ГТД производства "Зорья-Машпроект" уступают двигателям производства GE Marine и Rolls-Royce по удельному расходу топлива (кпд ниже на 1...1,5%), а двигателям GE Marine и по массогабаритным показателям.

В тоже время удельная цена ГТД отечественного производства в 1,3...1,5 раза ниже, при необходимом соответствии двигателей UGT параметрам обеспечения эксплуатационной работоспособности. Это подтверждено фактом применения двигателей UGT 16000R в составе энергетической установки судна обеспечения сил быстро-

го развертывания США "Roy M. Wheat". В процессе размерной модернизации бывшего советского ролкера типа "Атлантика" двухвальная пропульсивная установка, состоящая из двух газопаротурбинных агрегатов М25 производства "Зоря-Машпроект", работающих на винты фиксированного шага осталась без изменений. О необходимой эксплуатационной работоспособности отечественной морской газотурбинной техники свидетельствует факт применения ГТД торговой марки UGT более чем на 460 кораблях ВМФ и ВМС разных стран мира.

Отработанные технологии и новые решения открывают перспективность применения двигателей UGT в качестве приводов генераторов на круизных судах с единой электроэнергетической установкой, судах FPSO, плавучих электростанциях. Установки на базе двигателей UGT перспективны к применению на арктических танкерах двойного типа плавления (DAT). Так для танкера DAT дедвейтом около 90 тыс. тонн возможно несколько вариантов установок на базе двигателя UGT 10000 (мощность 10,5 МВт, кпд 36%). Использование когенерационной установки UGT 10000С позволит одновременно с выработкой электрической энергии на ходовых режимах осуществлять подогрев груза без дополнительных затрат топлива. Другим вариантом является использование установки UGT 10000S2 с энергетическим впрыском пара в проточную часть (STIG). При этом мощность повышается до 16 МВт, а КПД (по условиям ISO 2314) до 43%. Возможно применение установки комбинированного цикла UGT 10000C1 с использованием пара для выработки дополнительной электрической энергии в утилизационном турбогенераторе. Эффективность установки при этом достигает 46%. Создание предприятием "Зоря-Машпроект" двигателей с двухтопливной камерой сгорания делает их перспективными к применению на танкерах LNG. Ход судна в грузу будет обеспечиваться за счет использования в качестве топлива испаряющегося при транспортировке газа, а

балластный переход выполняется на жидком топливе. Кроме того, на таких судах возможно размещение установок "Водолей", предусматривающих введение в цикл STIG контактного конденсатора, установленного за котлом-утилизатором. Установки STIG различной мощности освоены предприятием.

Заключение

Проведенный анализ характеристик современных морских ГТД, серийной и перспективной продукции комплекса "Зоря-Машпроект", учет наличия в составе предприятия специализированной проектной организации, опытного производства, морской испытательной станции, позволяющей исследовать влияние морских условий на характеристики эксплуатируемых и проектируемых ГТД, широкий мощностной ряд двигателей UGT позволяет сделать вывод о конкурентоспособности отечественных двигателей морского исполнения на мировом рынке газотурбинной продукции.

Литература

1. Суднова енергетика та Світовий океан: Підручник / В.М. Горбов, І.О. Ратушняк, Є.І. Трушляков, О.К. Чередніченко; за ред. В.М. Горбова. - Миколаїв: НУК, 2007. - 596 с.
2. Горбов В.М., Чередниченко А.К. Основные тенденции применения газотурбинных установок на коммерческих судах // Газотурбинные технологии. – 2007. – № 9. – С. 24-30.
3. Горбов В.М., Чередниченко А.К. Газотурбинные пропульсивные комплексы для высокоскоростных паромов // Судходство. – 2007. – № 4. – С. 48-50.

Поступила в редакцию 21.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Тимошевский, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.

УДК 621.577

Н.И. РАДЧЕНКО, Д.В. КОНОВАЛОВ*Национальный университет кораблестроения
имени адмирала Макарова, Украина*

ХОЛОДИЛЬНЫЕ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ ЦИКЛЫ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭФФЕКТА ТЕПЛОВОЙ КОМПРЕССИИ

Проанализирована возможность повышения эффективности эжекторной теплоиспользующей холодильной машины путем увеличения промежуточного давления в рабочем цикле с помощью термопрессора. При этом использован эффект термопрессии, состоящий в повышении давления парового потока в результате испарения мелкодисперсной жидкости, впрыскиваемой в перегретый паровой поток, предварительно ускоренный до скорости, близкой скорости звука. В отличие от известных случаев применения эффекта термопрессии предусматривается неполное испарение жидкости, что обеспечивает максимальное приращение давления за счет сокращения его потерь на преодоление сопротивления трения на завершающей стадии испарения. Предложены соответствующие схемные решения.

теплоиспользующая эжекторная холодильная машина, термопрессия, пар, ускорение, скорость звука, впрыск жидкости, испарение

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

В настоящее время в технике применяются несколько типов теплоиспользующих холодильных машин. Среди них наиболее широкое распространение получили машины, которые могут производить холод за счет утилизации низкопотенциальной теплоты. К таким следует отнести следующие: турбокомпрессорные, абсорбционные и эжекторные холодильные машины. Вследствие относительной сложности, а соответственно, и повышенной стоимости изготовления турбоагрегата, турбокомпрессорные машины широкого распространения не получили. Более перспективными являются такие теплоиспользующие машины как абсорбционные и эжекторные. Принцип действия абсорбционных холодильных машин основан на применении бинарных смесей [1], которые в различных местах контура машины разделяются, а затем воссоединяются. В холодильной технике используются такие бинарные смеси, компоненты которых при одинаковом давлении имеют резко различающиеся температуры кипения. тепловой коэффициент ζ водоаммиачных

абсорбционных холодильных машин составляет 0,4...0,5. Большой экономичностью обладают стационарные бромисто-литиевые холодильные машины ($\zeta = 0,6...0,7$) [1,2]. Данный тип машин достаточно широко применяется в зарубежной стационарной практике, на американском военном флоте, есть перспективы применения их и на Украине. Абсорбционные холодильные машины имеют ряд существенных недостатков: большое количество теплообменных аппаратов со свободным уровнем жидкости, большие габариты и масса, корродирующее действие бромистого лития.

Теплоиспользующая эжекторная холодильная машина (ЭХМ), как и абсорбционная, работает по совмещенному циклу паросиловой установки и холодильной машины. В состав холодильного контура входит: эжектор, конденсатор, дроссельный клапан и испаритель, а в состав паросилового контура входит: парогенератор, эжектор, конденсатор и насос. В эжекторных машинах в качестве рабочего тела могут применяться вода и низкокипящие жидкости. Аммиачные эжекторные холодильные машины из-за вредного воздействия аммиака не получили доста-

точного распространения. Наиболее перспективными в настоящее время являются ЭХМ с использованием низкикипящих жидкостей (хладонов). Обладая всеми преимуществами водяных ЭХМ, хладоновые выгодно отличаются от водяных отсутствием вакуума, возможностью получения более низких температур ($t_0 = -30...+10$ °C), большей простотой и компактностью, а также более высокой экономичностью работы [1, 3].

Однако тепловая эффективность таких ЭХМ не достаточно высока: $\zeta = 0,2...0,4$. Более высокого теплового коэффициента ζ можно добиться, например, за счет применения двух- или трехступенчатого последовательного сжатия в эжекторной установке. При этом ζ может быть увеличен на 5...10 %. Такой способ сжатия вызывает необходимость обеспечения промежуточного охлаждения между ступенями, что излишне усложняет конструкцию ЭХМ. Большей эффективности, возможно, добиться при введении регенерации. Повышение ζ ЭХМ с использованием хладагентов R12, R142b составляет в среднем 25%. Е

ще большей эффективности можно достичь введением двойной регенерации [1]. Регенеративный теплообменник, устанавливаемый на всасывании эжектора, обеспечивает переохлаждение конденсата перед регулирующим клапаном, а соответственно, увеличение холодопроизводительности ЭХМ. Однако, рост всасываемых эжектором паров снижает коэффициент эжекции U и, следовательно, тепловой коэффициент ζ ЭХМ [1, 3].

Большей эффективности можно было бы достичь за счет снятия перегрева с одновременным дополнительным повышением давления пара хладагента на всасывании в эжектор. Это может быть достигнуто путем применением эффекта тепловой компрессии (термопрессии). Этот эффект заключается в повышении давления и резком снижении температуры потока пара, движущегося с околосвуковой скоро-

стью, при впрыске в этот поток жидкости [4, 5]. Эффект термопрессии применяется для целей высокоскоростного охлаждения в двухступенчатых холодильных машинах [6, 7] и охлаждения отходящих газов двигателей [5, 8]. Применение же термопрессора для повышения эффективности работы эжектора ЭХМ ранее не рассматривалось.

Целью данного исследования является: оценка применения эффекта тепловой компрессии для повышения энергетической эффективности цикла эжекторной теплоиспользующей холодильной машины.

2. Анализ результатов исследования

Согласно [1], применение одно- и регенерации теплоты в ЭХМ дает повышение теплового коэффициента ζ на 10...25 %. Дополнительно к этому, повысить ζ возможно за счет увеличения коэффициента эжекции U , чего можно достичь за счет увеличения давления эжектируемого потока (степени повышения давления в эжекторе).

Повысить давление на всасывании в эжектор и при этом снять перегрев после регенеративного теплообменника (РТО) ЭХМ возможно за счет включения в схему установки термопрессора ТП (рис. 1, а). Установка работает следующим образом: эжектор Эж всасывает пар из испарителя И, используя энергию рабочего пара высокого давления (точка 10 на рис.1, б), который поступает из генератора Гн, расширяется в его сопле до давления (точка 11), несколько меньшего, чем давление пара на выходе из РТО (точка 1), и сжимает его до давления конденсации (точка 4); Процессы 9–10 и 7–8 – кипение (возможно с перегревом) в испарителе и генераторе рабочего пара высокого давления; 10–11 – расширение рабочего пара в сопле эжектора; 1–2 – понижение давления всасываемого из РТО пара в приемной камере эжектора; 2–3 и 11–3 – смешение холодного пара из испарителя и пара на выходе из сопла эжек-

тора; 3–4 – повышение давления смешанного пара в камере смешения и диффузоре эжектора.

Сжатый в эжекторе Эж пар конденсируется в конденсаторе Кн (процесс 4–5). Жидкий хладагент разделяется на два потока. Первый поступает в РТО, где переохлаждается за счет пара после испарителя

И (процесс 5–6) и дросселируется в инжекторе Ин (процесс 6–7) затем испаряется в испарителе (процесс 7–8) и полученный насыщенный пар перегревается в РТО (процесс 8–1). Второй поток – сжимается в насосе ЦН до высокого давления (процесс 5–9) и испаряется в генераторе Гн (процесс 9–10).

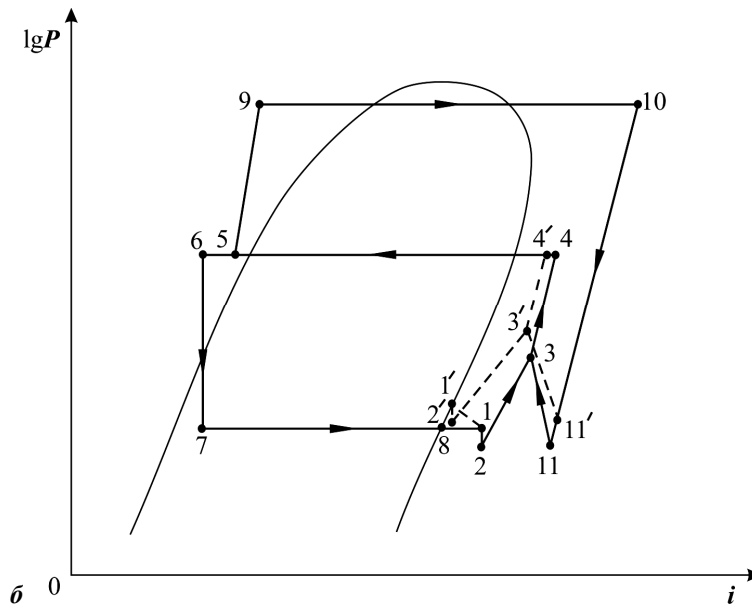
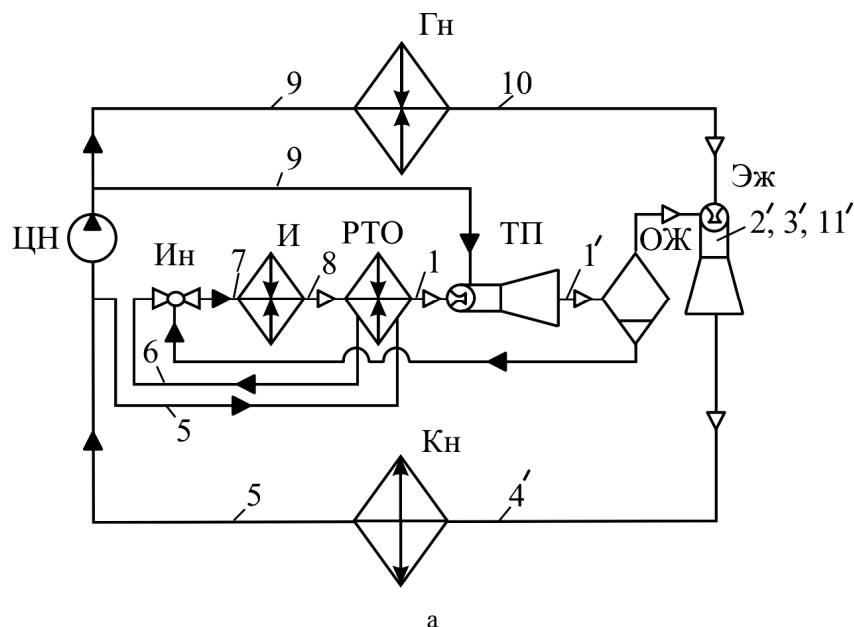


Рис. 1. Схема и цикл ЭХМ с применением термопрессора в комбинации с эжектором:
Гн – генератор пара; Эж – эжектор; ТП – термопрессор; Кн – конденсатор;
И – испаритель; Ин – инжектор; РТО – регенеративный теплообменник;
ОЖ – отделитель жидкости; ЦН – циркуляционный насос

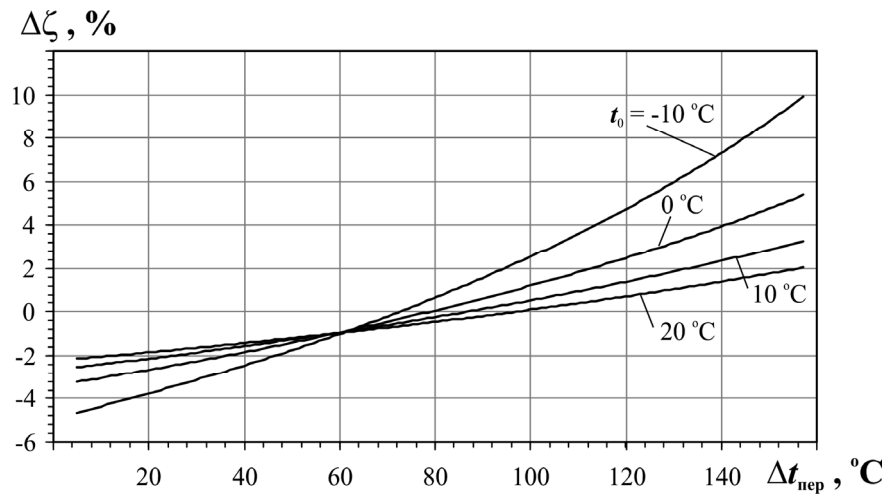
Термопрессор устанавливается на всасывании в эжектор после РТО. для снятия перегрева и повышения давления потока пара после РТО в рабочую

камеру термопрессора впрыскивается часть жидкости после циркуляционного насоса. Впрыскивание необходимо осуществлять в поток пара, движущего-

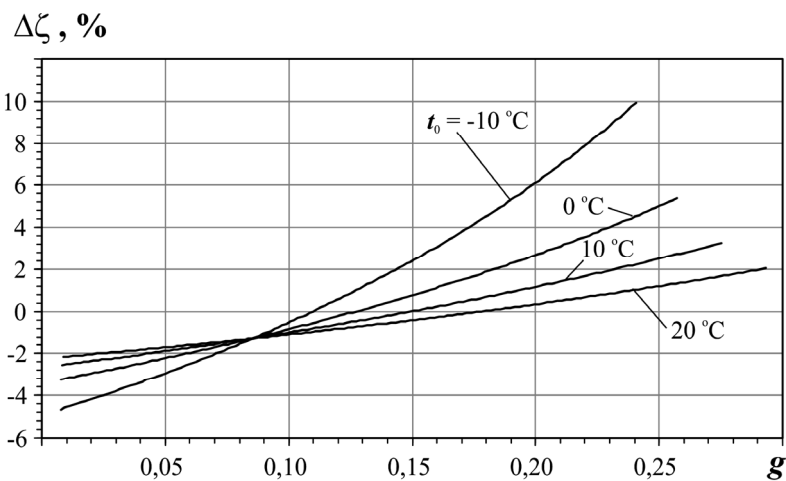
ся с околосвуковой скоростью [4, 5, 8]. Для получения эффекта как можно большего повышения давления необходимо, чтобы испарение жидкости было неполным [5]. За термopрессором устанавливается отделитель жидкости ОЖ. жидкость после ОЖ возвращается инжектором Ин в испаритель. При этом инжектор исполняет роль дроссельного клапана. На рис. 1, б пунктиром показаны процессы соответ-

ствующие циклу ЭХМ с применением термopрессора.

Анализ работы установки (рис. 2) при температурах кипения в испарителе $t_0 = -10...+20^\circ\text{C}$, показывает, что при перегреве после РТО $\Delta t_{\text{пер}} = 100...140^\circ\text{C}$ увеличение теплового коэффициента ЭХМ в дополнение к эффекту от регенерации (в среднем 25%) составит $\Delta \zeta = 2...8\%$, с соответствующей долей впрыскиваемой жидкости $g = 0,15...0,25$.



а



б

Рис. 2. Зависимости увеличения теплового коэффициента $\Delta \zeta$ от температуры снимаемого перегрева $\Delta t_{\text{пер}}$ (а) и доли впрыскиваемой жидкости g (б) при различных температурах кипения t_0

Расчет работы термopрессора осуществлялся согласно методикам, приведенным в [4, 5, 9], температура конденсации t_k хладагента R142b, для которого производились расчеты принима-

лась равной 35°C , а относительная длина рабочей камеры $L/D = 3$.

Увеличение давления в термopрессоре при данных температурах кипения составил $0,2...0,4 \text{ Bar}$.

Применение данной схемы позволяет поднять эффективность ЭХМ до $\zeta = 0,5...0,7$, что делает данный тип машин конкурентными с более громоздкими теплоиспользующими абсорбционными холодильными машинами.

Выводы

1. Применение термодвигателя обеспечивает повышение теплового коэффициента ЭХМ ζ на 2...8 % в дополнение к эффекту от регенерации теплоты в цикле.
2. Комбинированная схема термодвигателя и эжектора не ведет к усложнению контура ЭХМ вследствие простоты конструкции и отсутствия сложных механических узлов.
3. Предложено схемное решение эжекторной холодильной машины с применением одновременной регенерации и эффекта тепловой компрессии.

Литература

1. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
2. Загоруйко В.А., Голиков А.А. Судовая холодильная техника. – К.: Наук. думка, 2000. – 608 с.
3. Коновалов Д.В. Энергетическая эффективность эжекторных холодильных машин, исполь-

зующих теплоту выпарных аппаратов судовых рыбобуловных установок // Техногенна безпека: Наукові праці. – Миколаїв: МДГУ ім. П. Могили, 2005. – Т. 43, вип. 30. – С. 93-97.

4. Вулис Л.А. Термодинамика газовых потоков. – М.:Л.: Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.
5. Степанов И.Р., Чудинов В.И. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок. Л.: Наука, 1977. – 200 с.
6. Живица В.И. Промежуточные охладители с термодвигателем для двухступенчатых аммиачных холодильных установок // Холодильная техника. – 2002. – № 5. – С. 18-20.
7. Живица В.И. Интенсификация процессов в контактных охладителях аммиачных холодильных установок // Холодильная техника и технология. – 2002. – № 2 (76). – С. 24-28.
8. Ерофеев В.Л. Экспериментальное исследование термодвигателя // Тр. ленинградского ин-та водного транспорта. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота. – 1974. – Вып. 147. – С. 25-30.
9. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1970. – 288 с.

Поступила в редакцию 19.05. 2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.И. Живица, Одесская государственная академия холода, Одесса.

УДК 621.577

А.Н. РАДЧЕНКО, А.Н. САПАРМАМЕДОВ, С.В. ИВАНЕНКО*Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова, Николаев, Украина*

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ СУДОВОГО ГАЗОТУРБОГЕНЕРАТОРА ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ПОЛУЧЕНИЯ ПРЕСНОЙ ВОДЫ

Проанализирована эффективность предварительного охлаждения циклового воздуха судового газотурбогенератора в кондиционирующей установке на базе эжекторной холодильной машины, использующей теплоту уходящих газов. Показано, что применение такой установки обеспечивает снижение температуры циклового воздуха на 20...30 °С и сокращение удельного расхода топлива ГТГ на 2...4%. Предложены схемные решения эжекторных теплоиспользующих установок кондиционирования циклового воздуха на входе судовых ГТГ и оценена их эффективность.

газотурбогенератор, охлаждение воздуха, низкикипящее рабочее тело, теплоиспользующая холодильная машина, уходящие газы

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Газотурбогенераторы (ГТГ) применяются, как правило, на судах с газотурбинными главными двигателями (ГТД). Эффективность ГТГ зависит от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, существенно снижаясь с ее повышением. Так, по данным [1, 2] каждые 10 °С увеличения температуры наружного воздуха приводят к уменьшению КПД ГТГ на 1 – 2% и соответствующему возрастанию удельного расхода топлива. Известны два основных направления решения проблемы снижения температуры воздуха на входе ГТГ: без применения машинного холода (испарительное охлаждение путем впрыскивания в воздушный поток воды) и с помощью холодильных машин.

Наибольшее распространение получило испарительное охлаждение воздуха, при котором в воздушный поток на входе компрессора ГТД впрыскивается вода форсунками тонкого распыла [2 – 4]. Однако потенциально возможная глубина охлаждения наружного воздуха при испарительном охлаждении ограничивается разностью его температур по сухому и мокрому термометрам, зависящей прежде

всего от его относительной влажности. Так, например, при относительной влажности наружного воздуха 45% и его температуре 38 °С воздух может быть охлажден всего лишь до 25 °С, что значительно ограничивает возможности безмашинного испарительного охлаждения по сравнению с машинным, в частности, с помощью теплоиспользующих холодильных машин (ТХМ).

Повышение температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ приводит к возрастанию температуры уходящих газов и соответствующих потерь теплоты. Поэтому представляется целесообразным утилизировать теплоту уходящих газов в теплоиспользующих холодильных машинах (ТХМ) с выработкой холода, который в свою очередь применять для предварительного охлаждения воздуха на входе в компрессор ГТД (энергетическое кондиционирование) и в системах комфортного и технологического кондиционирования. Применение в ТХМ низкикипящих рабочих тел (НРТ) позволяет работать при давлениях выше атмосферного и утилизировать низкопотенциальную теплоту.

Теплоиспользующие установки кондиционирования воздуха (ТУКВ) вполне можно рассматривать

и как альтернативу традиционным опреснительным установкам, использующим для производства пресной воды пар или же горячую воду системы охлаждения главных дизелей (вакуумные опреснительные установки). В ТУКВ конденсат получают в испарителях-воздухоохладителях в процессе охлаждения с осушением влажного воздуха при понижении его температуры ниже точки росы.

Целью исследования является анализ целесообразности использования теплоты уходящих газов для охлаждения циклового воздуха судовых ГТГ в ТХМ с одновременным производством пресной воды.

2. Анализ результатов исследования

В качестве ТХМ выбрана эжекторная ТХМ (ЭТХМ), которая отличается конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации [5]. Схема эжекторной теплоиспользующей установки предвартительного охлаждения воздуха на входе в компрессор ГТГ, использующей теплоту уходящих газов, представлена на рис. 1. Эжекторная ТХМ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросило-

вой контур служит для получения паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для поджатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из испарителя-воздухоохладителя (И-ВО) холодильного контура, до давления в конденсаторе.

Эжекторная ТХМ работает следующим образом: эжектор всасывает пар из испарителя, используя энергию рабочего пара высокого давления (точка 6), который поступает из генератора и расширяется в его сопле до давления (точка 7), несколько меньшего, чем давление пара на выходе из испарителя (точка 4), и сжимает его до давления конденсации (точка 1); процессы 3-4 и 5-6 – кипение (возможно с перегревом) в испарителе и генераторе рабочего пара высокого давления; 6-7 – расширение рабочего пара в сопле эжектора; 4-8 – понижение давления всасываемого из испарителя пара в приемной камере эжектора; 8-9 и 7-9 – смешение холодного пара из испарителя и пара на выходе из сопла эжектора; 9-1 – повышение давления смешанного пара в камере смешения и диффузоре эжектора.

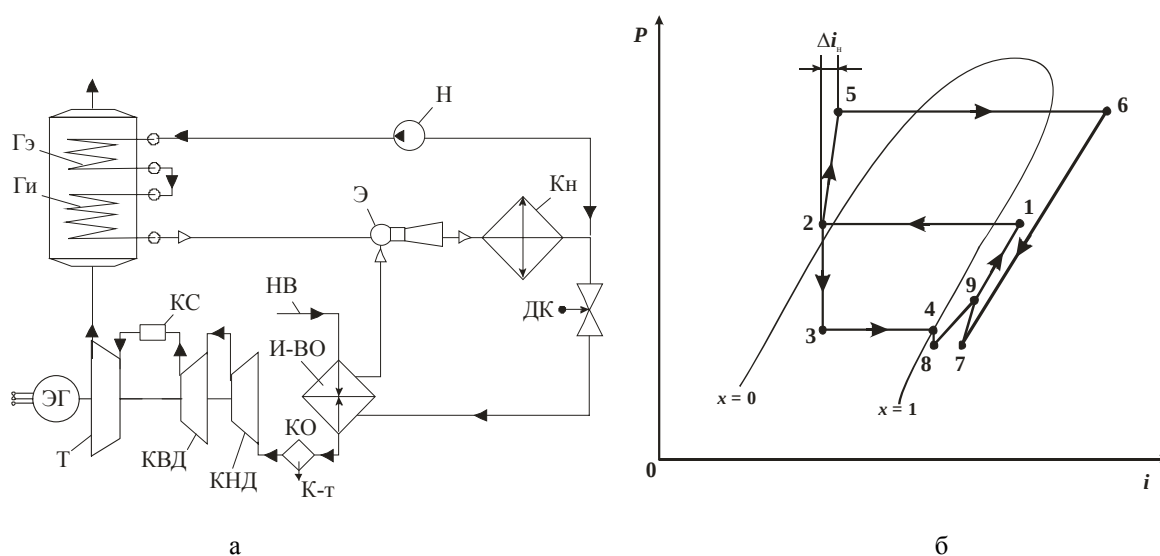


Рис. 1. Схема (а) и цикл (б) эжекторной теплоиспользующей установки охлаждения воздуха на входе в компрессор ГТД: Г_и и Г_э – испарительная и экономайзерная секции генератора паров НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; КНД и КВД – компрессоры низкого и высокого давления; Т – турбина; КС – камера сгорания; ЭГ – электрогенератор; КО – каплеотделитель; НВ – наружный воздух; К-т – конденсат

В генераторе ЭТХМ теплота уходящих газов используется для получения пара НРТ высокого давления, энергия которого в свою очередь расходуется на эжектирование пара НРТ низкого давления, испаряющегося в И-ВО с отводом теплоты от воздуха на входе компрессора ГТД.

В качестве НРТ для ЭТХМ целесообразно применять хладоны R142b и R600 (н-бутан), обеспечивающие достижение приемлемых тепловых коэффициентов $\zeta = Q_0/Q_r$, представляющих собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от циклового воздуха ГТД в испарителе) к количеству теплоты Q_r , подведенной в генераторе к кипящему НРТ высокого давления от уходящих газов.

Тепловой коэффициент ζ зависит от температур кипения НРТ в генераторе t_r , испарителе t_0 и конденсации t_k (температуры охлаждающего конденсатор наружного воздуха): возрастает с повышением t_r и t_0 и уменьшением t_k (температуры охлаждающего наружного воздуха). Для ЭТХМ значения теплового коэффициента лежат в диапазоне $\zeta = 0,15...0,3$ (большее значение соответствует низким температурам охлаждающей конденсатор воды).

Как отмечалось выше, в процессе охлаждения с осушением влажного воздуха в испарителях-воздухоохладителях ТУКВ можно получать конденсат, который после соответствующей химбактериологической обработки использовать в качестве пресной воды. Результаты расчета расхода конденсата G_w , отводимого в процессе охлаждения циклового воздуха ГТД в испарителе ЭТХМ от начальной его температуры $t_{b1} = 45^\circ\text{C}$ (температура в машинном отделении) до конечной температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$, в зависимости от относительной влажности воздуха ϕ при его расходах $G_b = 0,5; 1,0$ и $2,0$ кг/с представлены на рис. 2.

Как видно, количество конденсата, получаемого в процессе охлаждения циклового воздуха ГТД, составляет от 0,5 до 3,0 т/сутки и более в зависимости

от расхода воздуха G_b (типа и мощности ГТД), что свидетельствует о целесообразности применения ТУКВ в качестве опреснительных установок на судах и других видах транспорта.

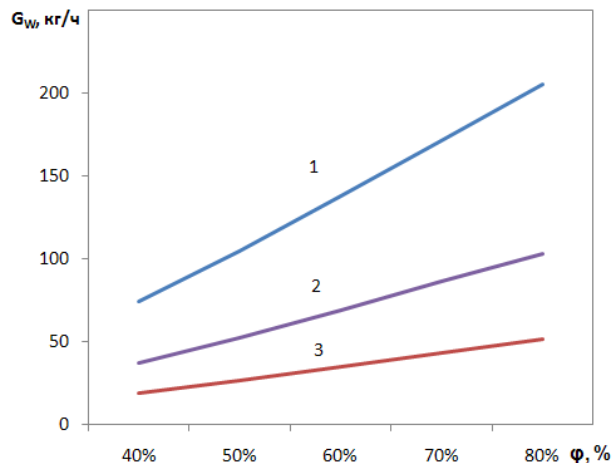


Рис. 2. Расход конденсата G_w , отводимого в процессе охлаждения циклового воздуха ГТД в испарителе ЭТХМ от начальной температуры $t_{b1} = 45^\circ\text{C}$ до конечной температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$, в зависимости от относительной влажности ϕ при расходах воздуха G_b : 1 – $G_b = 2,0$ кг/с; 2 – $G_b = 1,0$ кг/с; 3 – $G_b = 0,5$ кг/с

Дополнительное количество конденсата может быть получено в процессе промежуточного охлаждения циклового воздуха ГТД между компрессорными ступенями. Глубокое промежуточное охлаждение возможно с помощью той же ЭТХМ, для чего ее испаритель следует выполнить в виде двух секций с установкой одной – на наружном воздухе перед компрессором низкого давления, а второй – на сжатом воздухе перед компрессором высокого давления. Кроме того, теплота сжатого воздуха после компрессора низкого давления также может использоваться, например, для нагрева жидкого НРТ, подаваемого насосом из конденсатора ЭТХМ в экономайзерную секцию генератора паров НРТ высокого давления.

Соотношение тепловых нагрузок экономайзерной и испарительной секций генератора, т.е. теплоты, необходимой для нагрева жидкости и ее испарения, определяется параметрами рабочего цикла ТХМ (температурами кипения НРТ в генераторе t_r и

его конденсации t_k). Поэтому, если для нагрева жидкости в экономайзере задействовать другой источник теплоты, например наддувочный воздух, высвобождая таким образом большую долю располагаемого теплоперепада по уходящим газам для испарительной секции и повышая соответственно суммарную тепловую нагрузку на генератор $\bar{q}_r$, то можно увеличить удельную холодопроизводительность $\bar{q}_0$ и степень охлаждения воздуха Δt_b в испарителе ТХМ.

Значения удельной холодопроизводительности $\bar{q}_0$, т.е. теплоты, отведенной от воздуха в испарителе и приходящейся на единичный расход воздуха, снижения температуры Δt_b воздуха в испарителе и теплового коэффициента ЭТХМ ζ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температуре его кипения в испарителе $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$ представлены на рис. 3. При этом температура уходящих газов на входе в генератор ТХМ принималась 550°C , а на выходе из него 300°C , т.е. использовалась практически половина располагаемого теплосодержания газов. Тепловой коэффициент ζ определялся в зависимости от температур кипения хладагента в генераторе t_r , испарителе t_0 и конденсации t_k по методике, приведенной в [6].

Как видно, при характерных для ЭТХМ температурах кипения НРТ в генераторе $t_r = 100...120^\circ\text{C}$ снижение температуры Δt_b воздуха в испарителе ЭТХМ составляет $\Delta t_b = 40...50^\circ\text{C}$, что в 1,5...2,0 раза превышает величину, необходимую для предварительного охлаждения циклового воздуха на входе в компрессор ГТД до температуры $10...15^\circ\text{C}$. Остающийся избыточный холод можно использовать для глубокого промежуточного охлаждения сжатого воздуха после штатного промежуточного водяного охладителя (при его наличии) перед компрессором высокого давления или же в системах комфортного и технического кондиционирования воздуха.

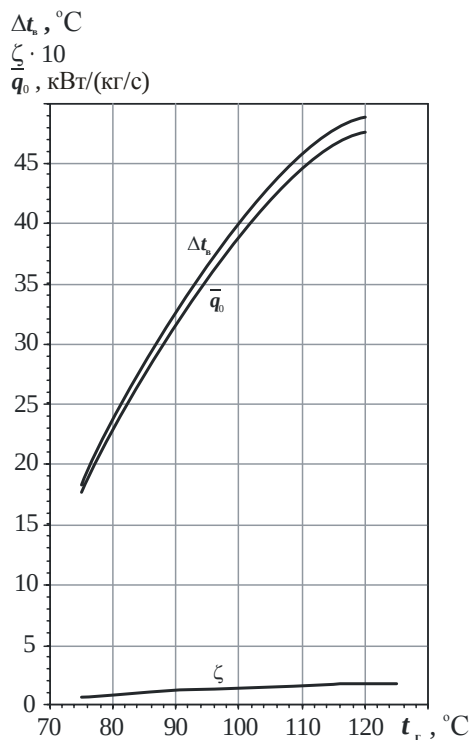


Рис. 3. Зависимости теплового коэффициента ζ эжекторной теплоиспользующей установки, удельной теплоты, отведенной от воздуха в испарителе (холодопроизводительности) $\bar{q}_0$, снижения температуры Δt_b воздуха в испарителе от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$

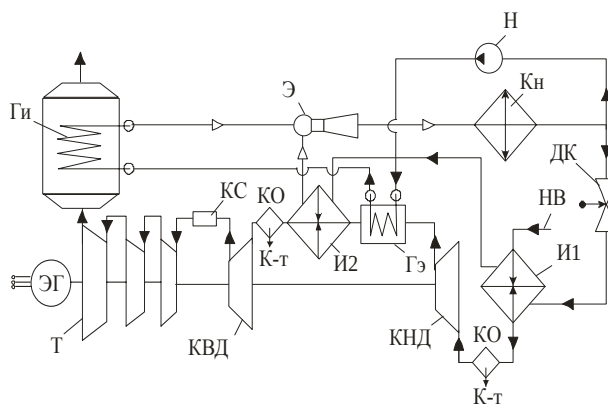


Рис. 4. Схема эжекторной теплоиспользующей установки охлаждения циклового воздуха (на входе в компрессор ГТД и промежуточного): $\Gamma_{и}$ и $\Gamma_{э}$ – испарительная и экономайзерная секции генератора; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И1 и И2 – испарители-воздухоохладители; КНД и КВД – компрессоры низкого и высокого давления; КС – камера сгорания; ЭГ – электрогенератор; КО – каплеотделитель; НВ – наружный воздух

Схема эжекторной теплоиспользующей установки предварительного охлаждения наружного воздуха на входе компрессора низкого давления и глубокого промежуточного охлаждения сжатого воздуха перед компрессором высокого давления с экономайзерной секцией генератора, установленной на сжатом воздухе после компрессора низкого давления, приведена на рис. 4.

Согласно [3, 4] снижение температуры наружного воздуха на входе компрессора ГТД на $\Delta t_b = 20 \dots 30^\circ\text{C}$ обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на 2...4% при соответствующем повышении КПД.

Выводы

1. Применение эжекторной холодильной машины, использующей теплоту уходящих газов для кондиционирования циклового воздуха на входе компрессора судового ГТГ, обеспечивает снижение его температуры на $20 \dots 30^\circ\text{C}$ и сокращение удельного расхода топлива ГТГ на 2...4%.

2. Конденсат, отводимый в процессе охлаждения циклового воздуха ГТГ в испарителе теплоиспользующей холодильной установки, целесообразно использовать в качестве пресной воды.

3. Предложены схемные решения эжекторных теплоиспользующих установок кондиционирования циклового воздуха на входе судовых ГТГ.

Литература

1. Bortmany J.N. Assessment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30657. – 12 p.
2. Bhargava R., Meher-Homji C.B. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.
3. Nixdorf M., Prelipceanu A., Hein D. Thermo-economic analysis of inlet air conditioning methods of a cogeneration gas turbine plant // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30561. – 10 p.
4. Cataldi G., Guntner G., Matz C. and co. Influence of high fogging on gas turbine engine operation and performance // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2004. – Paper GT2004-53788. – 11 p.
5. Радченко А.Н. Анализ эффективности теплоиспользующих хладоновых эжекторных систем охлаждения судовых электродвигателей // Вестник двигателестроения. – 2007. – № 3. – С. 135-139.
6. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1970. – 288 с.

Поступила в редакцию 26.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.И. Живица, Одесская государственная академия холода, Одесса.

УДК 620.179.13

С.В. ЕПИФАНОВ¹, А.В. ОЛЕЙНИК¹, В.Г. ПЕРЕТЁРТОВ¹, А.Г. ЧУМАКОВ²¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина²Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют», Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕГУЛЯРНОГО РЕЖИМА В ОХЛАЖДАЕМОЙ ЛОПАТКЕ ТУРБИНЫ

Использование теплового контроля охлаждаемых лопаток турбин позволяет проводить оценку качества системы охлаждения лопаток, путем сравнения их тепловых динамических характеристик. В работе приведен метод теплового контроля, основанный на теории регулярного теплового режима. Специфическая геометрическая форма некоторых деталей, может приводить к отсутствию наступления регулярного режима, тем самым, ограничивая применимость теплового контроля. В работе проведено исследование режима охлаждения лопатки турбины с вихревым способом интенсификации охлаждения в процессе нестационарного теплового контроля. В качестве исходных данных для исследования были взяты результаты теплового технологического контроля лопаток на установке СТКЛ-1 ФГУМП «Салют».

лопатка турбины, компланарные каналы, тепловая дефектоскопия, тепловой контроль, регулярный режим, показатель регулярного режима, темп охлаждения

Введение

В связи с конструктивной сложностью и с относительно высоким гидравлическим сопротивлением охлаждаемых лопаток турбин с кампланарными каналами (рис. 1), а также в связи с технологическими факторами производства и эксплуатации лопаток, состояние охлаждающих каналов лопатки может существенно ухудшаться. Появляются засорения каналов и налет на стенках охлаждающих каналов.

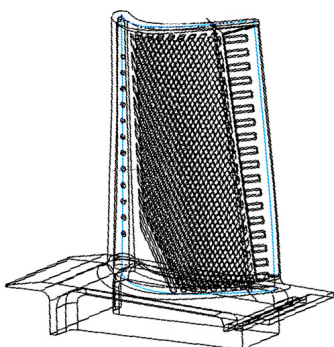


Рис. 1. Модель лопатки турбины с кампланарными каналами

Образование эксплуатационных дефектов обусловлено наличием мелкодисперсных включений атмосферой пыли и продуктов износа двигателя в хладагенте. Пыль и продукты износа двигателя оседают на стенках каналов лопатки, образуя отложе-

ния, которые препятствуют теплообмену. Результаты проведенных исследований указывают на необходимость периодической очистки охлаждающих каналов от пылевых отложений и введения технологического контроля расходно-тепловых характеристик лопаток [1].

Тепловой технологический контроль лопаток

Контроль эффективности охлаждения лопаток турбин можно проводить с помощью тепловидения, используя теорию регулярного теплового режима, сравнивая темпы охлаждения изготовленной либо эксплуатируемой лопатки с эталонной, т.е. удовлетворяющей расчетной эффективности охлаждения как вдоль профиля, так и по длине [2].

Для этого лопатка устанавливается на стенде, нагревается, продувается холодным воздухом. Приемник теплового излучения фиксирует нестационарное распределение температуры [3].

Регулярный режим охлаждения

Процесс охлаждения лопатки характеризуется двумя стадиями.

Первая стадия изменения температурного поля во времени существенно зависит от особенностей начального теплового состояния лопатки, поэтому характер процесса не определяется однозначно условиями охлаждения и свойствами тела.

Вторая стадия характеризуется уменьшением влияния начальных условий на процесс охлаждения; напротив воздействие условий охлаждения и физических свойств тела становится определяющим. Наступает регулярный тепловой режим. При этом закон изменения температурного поля во времени принимает простой и универсальный вид (1):

$$v = A \cdot C(x, y, z) \cdot e^{-\tau/t}, \quad (1)$$

где A – коэффициент, характеризующий начальными условиями охлаждения лопатки; $C(x, y, z)$ – коэффициент, зависящий от точек лопатки; t – коэффициент при экспоненте, характеризующий время процесса охлаждения, темп охлаждения; τ – время; v – избыточная температура лопатки.

Часто вместо коэффициента t в формуле (1) используют коэффициент регулярного режима m , где $m = 1/t$ и формула (1) приобретает следующий вид:

$$v = A \cdot C(x, y, z) \cdot e^{-m \cdot \tau}. \quad (2)$$

Величина m не зависит от координат и времени и характеризует интенсивность охлаждения лопатки [3].

Применительно к охлаждаемой лопатки турбины регулярный закон охлаждения можно представить в следующем виде:

$$t_i - t_0 = (t_{i0} - t_0) e^{-m(\tau_i - \tau_0)}, \quad (3)$$

где t_i – текущее значение температуры в i -ой точке; t_{i0} – начальная температура в i -ой точке; t_0 – температура охлаждающего воздуха; $\tau_i - \tau_0$ – интервал времени охлаждения между начальной температурой t_i и температурой t_{i0} ; m – темп охлаждения 1/час.

С другой стороны, согласно теории регулярного режима, темп охлаждения определяется формулой

$$m = \psi \frac{F}{Vc\gamma} \alpha, \quad (4)$$

где Ψ – коэффициент пропорциональности, означающий отношение средней температуры поверхности к средней температуре в объеме тела; F – площадь охлаждаемой поверхности; V – объем тела; γ – удельный вес; c – теплоемкость тела; α – коэффициент теплоотдачи.

Для тела постоянной геометрической формы темп охлаждения зависит от Ψ и α . Величина Ψ для заданной формы тела является однозначной функцией критерия $B_{i0} = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$, где α – коэффициент теплоотдачи; λ – коэффициент теплопроводности тела; l – характерный линейный размер.

Таким образом

$$m = f(\alpha). \quad (5)$$

Величина α определяется из критериального уравнения теплообмена вида

$$Nu = \text{const } f(Re)^x. \quad (6)$$

Или после соответствующих преобразований получим

$$\alpha = f\left(\frac{G_{охл}}{\mu}\right), \quad (7)$$

где G – расход охлаждающего воздуха; μ – коэффициент вязкости охлаждающего воздуха.

Таким образом, результаты экспериментального определения темпа охлаждения можно представить в виде зависимости

$$m = f(G_{охл}/\mu). \quad (8)$$

В процессе продувки лопатки, расход охлаждающего воздуха линейно зависит от давления, а давление в свою очередь линейно изменяется относительно времени, таким образом, пренебрегая изменением вязкости воздуха, темп m можно представить так:

$$m = -A \cdot \tau + B, \quad (9)$$

где A и B – коэффициенты линейной аппроксимации; τ – время.

Окончательно формулу (2) можно представить:

$$T_{iL} = T_0 + C \cdot e^{-\tau \cdot (-A \cdot \tau + B)}. \quad (10)$$

С помощью установки теплового контроля в лаборатории тепловидения «ММПП «Салют» проводилась серия экспериментов по контролю охлаждаемых лопаток с кампланарными каналами. В процессе испытания регистрируется давление на входе в лопатку. Выбирается интервал давлений для охлаждающего воздуха, соответствующий сверхзвуковому режиму продувки для осуществления регулярного теплового режима.

В результате были получены нестационарные температурные характеристики поверхности лопаток [2].

Исследование регулярного режима и его характеристик

В работе проводились исследования процесса регулярного режима, путем анализа и преобразования тепловых динамических характеристик лопатки турбин.

На рис. 2 представлено температурное поле лопатки в начале процесса охлаждения и показаны точки, в которых производился анализ регулярного теплового режима. Расположение точек выбрано таким образом, чтобы исследовать режим охлаждения во всех зонах лопатки.

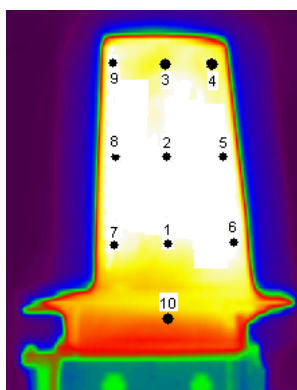


Рис. 2. Тепловое поле лопатки

В каждой точке лопатки существует экспериментально полученное динамическое изменение температуры в процессе охлаждения (рис. 3).

Эту экспериментальную информацию необходимо аппроксимировать экспоненциальной зависимостью, в соответствии с теорией регулярного режима.

Аппроксимация проводилась с использованием экспоненциальной функции (10).

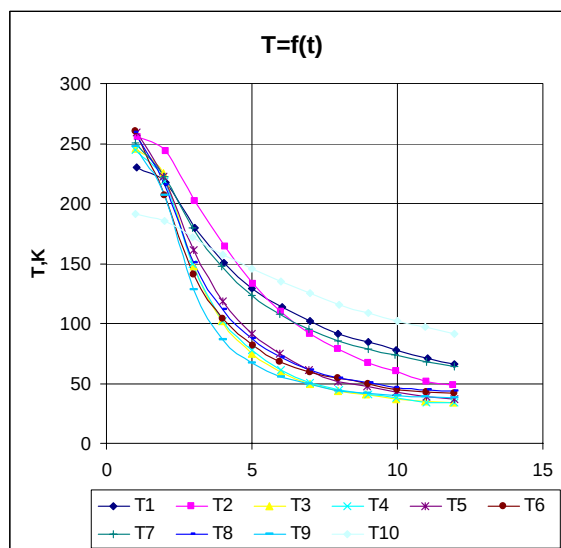


Рис. 3. График функции $T_{изб} = f(t)$

Значения полученных коэффициентов сведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения полученных коэффициентов

$T_{II} = T_0 + C \cdot e^{-\tau \cdot (-A \cdot \tau + B)}$						
№т.	T_0	C	A	B	R^2	Chi^2
1	39,9	298	0,0057	0,266	0,99	1,36
2	40,9	312	0,099	0,189	0,99	1,31
3	31,5	556	0,0084	0,55	0,99	0,57
4	30,8	510	0,0080	0,52	0,99	1,22
5	31,3	421	0,0042	0,41	0,99	0,86
6	34,7	491	0,0177	0,55	0,99	1,77
7	44,7	321	0,0067	0,31	0,99	0,43
8	38,6	453	0,0091	0,49	0,99	0,26
9	34	662	0,0253	0,73	0,99	0,38
10	70,8	145	0,0041	0,111	0,99	0,07

В таблице R^2 – коэффициент смешанной корреляции, статистическая мера согласия, с помощью которой можно определить, насколько согласовано рассчитанное уравнение регрессии с фактическими данными; Chi^2 – критерий минимума «хи-квадрат».

Аппроксимация выполнена с достаточно высокой точностью. Коэффициент смешанной корреляции 0,99 по всей поверхности лопатки.

Значения в таблице коэффициента T_0 в некотором приближении соответствует температуре окру-

жающей среды ($\approx 30^\circ\text{C}$). Коэффициент C соответствует произведению начальной температуре нагрева лопатки и коэффициента, зависящего от координат точки

$$C = T_n \cdot k(x, y, z). \quad (11)$$

Учитывая, что начальная температура нагрева T_n составляет 260°C , значения коэффициента k лежат в пределах $1,1 \div 2,5$. Согласно формуле (8), распределение коэффициента регулярного режима представляет собой линейную зависимость от времени процесса охлаждения. Коэффициент m убывает, что связано с уменьшением расхода воздуха, а, следовательно, и интенсивности теплообмена в лопатке. График распределения m представлена на рис. 4.

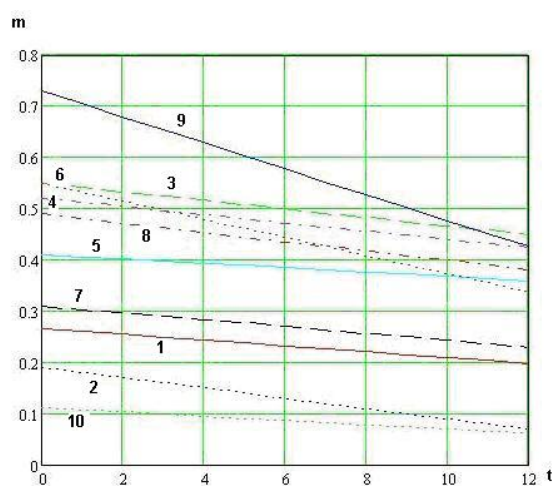


Рис. 4. Темп охлаждения

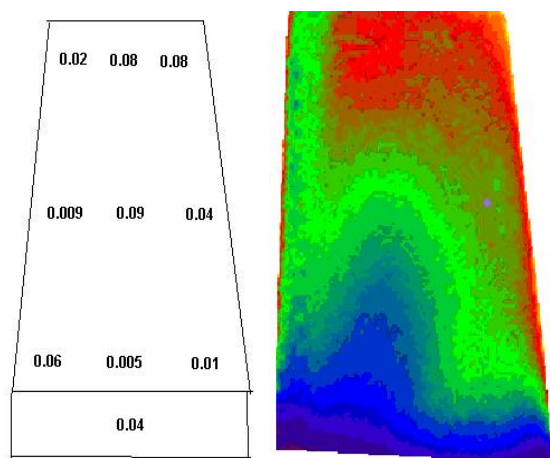


Рис. 5. Поле интенсивности охлаждения лопатки

По тангенсу угла наклона соответствующих линий можно диагностировать эффективность охлаждения точек лопатки.

$$u = \operatorname{tg}(m) = \frac{dm}{dt} = A. \quad (12)$$

Таким образом, сравнивая показатели интенсивности охлаждения в каждой точке, согласно координатам, для эталонной и контролируемых лопаток, определяются дефектные точки.

На рис. 5 показано поле показателей интенсивности охлаждения.

Вывод

Для исследуемых точек лопатки значение коэффициентов интенсивности охлаждения U лежит в пределах $0,004 - 0,02$. Режим охлаждения в лопатке квазирегулярный, т.е. регулярный режим в лопатке реализуется дискретно согласно геометрическим участкам лопатки. Характерные зоны лопатки с одинаковыми темпами охлаждения показаны на рис. 3.

Литература

1. Тепловые и гидравлические характеристики охлаждаемых лопаток газовых турбин / С.З. Копелев, М.Н. Галкин и др. – М.: Машиностроение, 1993. – 176 с.
2. Контроль качества охлаждаемых лопаток турбин методом продувки / С.И. Мельник, В.А. Стороженко, А.Г. Чумаков, А.Н. Шутов // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: ХАИ. – 2002. – Вып. 34. – С. 37-41.
3. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. – М.: Энергия, 1997. – 344 с.

Поступила в редакцию 12.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Бастеев, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 629.7.036.001.42

Н.А. ШИМАНОВСКАЯ

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ИДЕНТИФИКАЦИЯ ДИНАМИКИ ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ДЛЯ СИСТЕМ МОНИТОРИНГА ВЫРАБОТКИ РЕСУРСА ГТД**

Показано, что переходные характеристики компонент тензора температурных напряжений могут быть разделены на две составляющие – температурную и деформационную. Переходные характеристики температурной деформации представлены в виде экспоненциального ряда. Для описания переходной характеристики температурных напряжений с точностью порядка 1% их максимальных значений относительно конечно-элементных моделей достаточно четырех членов экспоненциального ряда, описывающего переходную характеристику температурной деформации. Предложен метод идентификации переходных характеристик, заключающийся в последовательном нахождении коэффициентов экспоненциального ряда, начиная с заключительного участка переходного процесса.

температурные напряжения, переходная характеристика, температурная деформация, пространство состояний, идентификация

Современные концепции развития авиационных ГТД требуют перехода на современные стратегии эксплуатации, допускающие эксплуатацию двигателей с допустимыми повреждениями основных деталей при оснащении двигателей системой непрерывного мониторинга выработки ресурса. Точность мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД во многом зависит от точности расчета напряжений, особенно динамики температурных напряжений, основных деталей, контролируемых системой мониторинга [1].

Рассмотрим узел двигателя, состоящий из неравномерно нагретых деталей, к которым приложены поверхностные силы $\mathbf{p}(x, y, z)$, массовые силы $\mathbf{F}(x, y, z)$, перемещения которого $\mathbf{v}^*$ на участке S_1 границы S заданы условиями закрепления. Созданные этими факторами перемещения $\mathbf{v}(x, y, z)$, деформации $\mathbf{\varepsilon}(x, y, z)$ и напряжения $\mathbf{\sigma}(x, y, z)$ в точке (x, y, z) удовлетворяют уравнениям теории упругости:

$$\begin{cases} \mathbf{e} - \mathbf{R}\mathbf{v} = 0; \\ \mathbf{y} - \mathbf{D}(\mathbf{e} - \mathbf{v}) = 0; \\ \mathbf{R}^T \mathbf{y} + \mathbf{F} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

с соблюдением граничных условий:

$$\mathbf{p} - \mathbf{p}_y = 0 \text{ на } S; \quad \mathbf{v}^* - \mathbf{v} = 0 \text{ на } S_1; \quad \mathbf{p} - \mathbf{p}^* = 0 \text{ на } S_2,$$

где $\mathbf{e}$ – вектор-столбец деформаций; $\mathbf{y}$ – вектор-столбец напряжений; $\mathbf{v}$ – вектор перемещений; $\mathbf{R}$ – матричный дифференциальный оператор; $\mathbf{D}$ – матрица коэффициентов (модулей) упругости; E – модуль упругости; μ – коэффициент Пуассона; β – вектор коэффициентов температурного расширения; $\mathbf{n}$ – матрица направляющих косинусов.

Дифференциальное уравнение теории упругости (1) для узла двигателя при действии на него вращения, газовых сил, гироскопических и крутящих моментов преобразовано путем конечно элементной аппроксимации в векторно-матричное уравнение:

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{V} = \mathbf{F} + \mathbf{P} + \mathbf{Q} \cdot \mathbf{v}^* + \mathbf{L} \cdot \mathbf{t}, \quad (2)$$

где $\mathbf{K}$ – глобальная матрица жесткости конечно-элементной системы; $\mathbf{L}$ – глобальная матрица термоупругой жесткости; $\mathbf{V}$ – глобальный вектор узловых перемещений; $\mathbf{F}$ – вектор из приведенных к узлам массовых сил; $\mathbf{P}$ – вектор из приведенных к узлам поверхностных сил; $\mathbf{Q}$ – матрица жесткости закрепления.

Решение уравнения (2) относительно узловых перемещений имеет вид:

$$\mathbf{V} = \mathbf{K}^{-1} (\mathbf{F} + \mathbf{P} + \mathbf{Q} \cdot \mathbf{v}^* + \mathbf{L} \cdot \mathbf{t}).$$

Тогда, в соответствии с уравнениями (1), напряжения в критической точке можно находить с помощью выражения:

$$\mathbf{y}_{kp} = \mathbf{D} \left(\mathbf{B}_{kp} \mathbf{w}_{kp} [\mathbf{K}]^{-1} (\mathbf{F} + \mathbf{P} + \mathbf{Q} \mathbf{v}^* + \mathbf{L} \mathbf{t}) - \mathbf{v}_{t_{kp}} \right), \quad (3)$$

где $\mathbf{B}_{kp}$ – векторный оператор, аппроксимирующий первое выражение системы (1) в пределах элемента с критической точкой, так что $\mathbf{e}_{t_{kp}} = \mathbf{B}_{kp} \mathbf{v}_{t_{kp}}$.

Формула (3) выражает важное для создания мониторинговых моделей свойство *аддитивности упругих напряжений*, создаваемых различными факторами нагружения.

Тогда алгоритм мониторинга напряженного состояния (НС) можно представить, как последовательное решение уравнений температурного состояния (ТС) [2] и НС:

$$\begin{cases} \mathbf{T}(\tau) = \mathbf{G} \cdot \mathbf{U}(\tau); & (3-a) \\ \mathbf{C} \mathbf{t}(\tau) = -(\mathbf{A} + \mathbf{A}) \mathbf{t}(\tau) + \mathbf{A} \cdot \mathbf{T}(\tau); & (3-b) \\ t_{kp}(\tau) = \mathbf{h} \cdot \mathbf{t}(\tau); & (3-v) \\ \mathbf{y}_{F_{kp}}(\tau) = \mathbf{D} \mathbf{B}_{kp} \mathbf{w}_{kp} \mathbf{K}^{-1} \mathbf{F}(\tau); & (3-г) \\ \mathbf{y}_{P_{kp}}(\tau) = \mathbf{D} \mathbf{B}_{kp} \mathbf{w}_{kp} \mathbf{K}^{-1} \mathbf{P}(\tau); & (3-д) \\ \mathbf{y}_{Q_{kp}}(\tau) = \mathbf{D} \mathbf{B}_{kp} \mathbf{w}_{kp} \mathbf{K}^{-1} \mathbf{Q} \mathbf{v}^*(\tau); & (3-e) \\ \mathbf{e}_{t_{kp}}(\tau) = \mathbf{B}_{kp} \mathbf{w}_{kp} \mathbf{K}^{-1} \mathbf{L} \mathbf{t}(\tau); & (3-ж) \\ \mathbf{y}_{t_{kp}}(\tau) = \mathbf{D} \left(\mathbf{e}_{t_{kp}}(\tau) - \mathbf{v}_{t_{kp}}(\tau) \right); & (3-з) \\ \mathbf{y}_{kp}(\tau) = \mathbf{y}_{F_{kp}}(\tau) + \mathbf{y}_{P_{kp}}(\tau) + \mathbf{y}_{Q_{kp}}(\tau) + \mathbf{y}_{t_{kp}}(\tau). & (3-и) \end{cases}$$

При формировании мониторинговых моделей НС температурные напряжения (3-з) удобно связать с двумя факторами. Первый – связан с деформацией, созданной в критической точке деформированием всего узла конструкции (3-ж), второй – связан с локальной температурной деформацией и содержит локальную температуру t_{kp} .

Решение системы уравнений (3) относительно $\mathbf{e}_{t_{kp}}$ при произвольном изменении входного воздействия $\mathbf{U}$ можно представить с помощью интеграла Стильеса. Из выражений (3-ж) и полученного в [2] решения для ТС следует:

$$\mathbf{e}_{t_{kp}}(\tau) = \mathbf{B}_{kp} \mathbf{w}_{kp} \mathbf{K}^{-1} \mathbf{L} \left(t(\tau_0) + \int_{\tau_0}^{\tau} \mathbf{\Pi}(\tau, \eta) d\mathbf{U}(\eta) \right). \quad (4)$$

Из выражений (3-ж) и стационарного решения для ТС найдем стационарное значение температурной деформации в критической точке при мгновенном значении коэффициентов теплоотдачи $\mathbf{A}(\eta)$:

$$\mathbf{e}_{t_{st}}(\eta) = \mathbf{B}_{kp} \mathbf{w}_{kp} \mathbf{K}^{-1} \mathbf{L} [\mathbf{A} + \mathbf{A}(\eta)]^{-1} \mathbf{A}(\eta) \mathbf{G} \mathbf{U}(\eta).$$

Это позволяет представить (4) в виде:

$$\begin{aligned} \mathbf{e}_{t_{kp}}(\tau) = & \mathbf{e}_{t_{st}}(\tau_0) + \\ & + \mathbf{B}_{kp} \mathbf{w}_{kp} \mathbf{K}^{-1} \mathbf{L} \int_{\tau_0}^{\tau} \mathbf{\Pi}(\tau, \eta) \frac{\partial \mathbf{U}(\eta)}{\partial \mathbf{e}_{t_{st}}(\eta)} d\mathbf{e}_{t_{st}}(\eta). \end{aligned}$$

Полученное решение для температурной деформации позволяет получить решение системы (3) для температурного напряжения (3-з):

$$\begin{aligned} \mathbf{y}_{t_{kp}}(\tau) = & \mathbf{y}_{t_{st}}(\tau_0) + \mathbf{D} \mathbf{B}_{kp} \mathbf{w}_{kp} \mathbf{K}^{-1} \mathbf{L} \times \\ & \times \int_{\tau_0}^{\tau} \mathbf{\Pi}(\tau, \eta) \frac{\partial \mathbf{U}(\eta)}{\partial \mathbf{e}_{t_{st}}(\eta)} d\mathbf{e}_{t_{st}}(\eta) - \mathbf{D} \mathbf{v}_{t_{kp}}(\tau). \end{aligned}$$

Внеся матричные множители под интеграл, можно получить более компактную форму:

$$\mathbf{y}_{t_{kp}}(\tau) = \mathbf{y}_{t_{st}}(\tau_0) + \int_{\tau_0}^{\tau} \mathbf{D}(\tau, \eta) d\mathbf{e}_{t_{st}}(\eta) - \mathbf{D} \mathbf{v}_{t_{kp}}(\tau). \quad (5)$$

Функцию

$$\mathbf{D}(\tau, \eta) = \mathbf{D} \mathbf{B}_{kp} \mathbf{w}_{kp} \mathbf{K}^{-1} \mathbf{L} \mathbf{\Pi}(\tau, \eta) \frac{\partial \mathbf{U}(\eta)}{\partial \mathbf{e}_{t_{st}}(\eta)}$$

можно трактовать как термдеформационную переходную характеристику узла конструкции. Ее ij -й элемент – изменение во времени i -ой компоненты температурной деформации при единичном ступенчатом изменении в момент времени η входного воздействия u_j и нулевых значениях остальных входных воздействий. Умножение на $\partial \mathbf{U}(\eta) / \partial \mathbf{e}_{t_{st}}(\eta)$ соответствует перенормировке (делению) элемента на мгновенное стационарное значение температурной деформации.

Полученная модель динамики температурного напряжения (5) сводит его расчет к манипуляциям с термдеформационной статической характеристикой

кой узла конструкции $\mathbf{e}_{st}(\tau, \eta)$ его динамической характеристикой $\mathbf{D}(\tau, \eta)$. При этом непараметрическая идентификация модели может заключаться в раздельном нахождении этих характеристик и их зависимости от условий теплового нагружения

$$\mathbf{e}_{st} = f(\mathbf{U}, \mathbf{A}); \mathbf{D}(\tau, \eta) = \varphi(\tau, \mathbf{A}(\eta)).$$

Линейная связь термдеформационной и температурной переходных характеристик в (4)

$$\mathbf{D}(\tau, \eta) = \mathbf{D}\mathbf{B}_{kp} \mathbf{w}_{kp} \mathbf{K}^{-1} \mathbf{L} \mathbf{P}(\tau, \eta) \frac{\partial \mathbf{U}(\eta)}{\partial \mathbf{e}_{st}(\eta)}$$

позволяет в условиях автомодельного распределения температуры среды перейти для j -ой компоненты тензора температурных напряжений к скалярной переходной характеристике, подобной переходной характеристике температуры $\mathbf{P}_{kp}(\tau)$ в [3]:

$$\mathbf{D}_{kp}^{(j)}(\tau - \eta) = 1 - \sum_{i=1}^{\infty} C_i^{(j)} \cdot \exp\left(-\frac{\tau - \eta}{\vartheta_i^{(j)}}\right), \quad (6)$$

где $C_i^{(j)}, \vartheta_i^{(j)}$ – собственные функции и значения задачи.

Модель динамики температурного напряжения (3–3) для ее j -ой компоненты принимает вид:

$$\mathbf{y}_{t_{kp}}^{(j)}(\tau) = \mathbf{y}_{t_{st}}(\tau_0) + \int_{\tau_0}^{\tau} \mathbf{D}_{kp}^{(j)}(\tau - \eta) d\mathbf{e}_{t_{kp}}^{(j)}(\eta) - \frac{E\mathbf{B}}{1 - 2\mu} t_{kp}.$$

Представление термдеформационной переходной характеристики экспоненциальным рядом (6) переводит задачу непараметрической идентификации динамики температурных напряжений, из задачи о нахождении такой характеристики в виде непрерывной функции времени, в задачу параметрической идентификации, оценивания входящих в ряд параметров $C_i^{(j)}, \vartheta_i^{(j)}$. Проведенный анализ показал, что термдеформационные переходные характеристики деталей двигателей с достаточной точностью описываются четырьмя экспонентами, за исключением небольшого по продолжительности, 3 – 10 с, начального участка.

Предложен метод идентификации, заключающийся в последовательном нахождении коэффици-

ентов экспоненциального ряда переходной характеристики, начиная с заключительного участка переходного процесса.

1. Разделение переходного процесса на участки. Известно, что отношение интервалов времени, на которых проявляется действие экспонент, равняется отношению их параметров ϑ_i . Для i -ой и $(i + 1)$ -ой экспонент:

$$\frac{\tau_i}{\tau_{i+1}} = \frac{\vartheta_i}{\vartheta_{i+1}} = k.$$

При общей продолжительности процесса T начало i -го участка можно рассчитать по формуле:

$$\tau_i = \frac{T}{k^i},$$

где $k = 3 \dots 4$.

Подобным образом, исследуемая переходная характеристика разделяется на 5 участков оценивания (рис. 1). Пятый, нерегулярный, участок при идентификации не рассматривается.

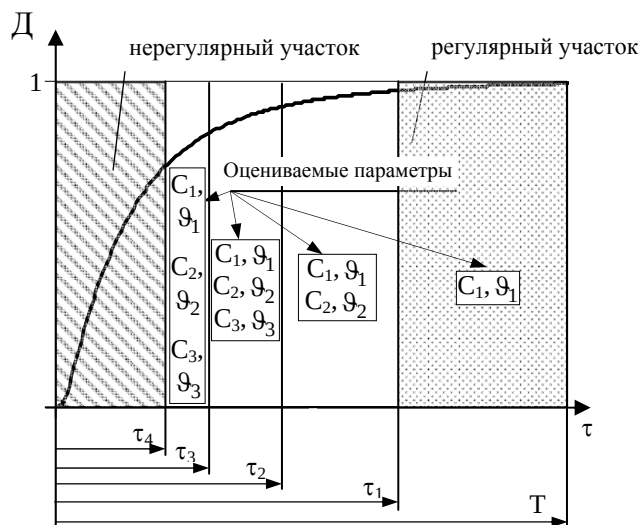


Рис. 1. Разделение переходной характеристики на участки оценивания

2. Оценивание коэффициентов экспоненциального ряда $C_1^{(j)} \dots C_n^{(j)}, \vartheta_1^{(j)} \dots \vartheta_n^{(j)}$.

Рассматривая участок переходной характеристики с τ_1 до T , методом наименьших квадратов определяют параметры $C_i^{(j)}$ и $\vartheta_i^{(j)}$. Для нахождения параметров последующих членов ряда рассматри-

ваемый участок увеличивают до времени τ_i , а параметры предыдущих членов ряда фиксируют.

3. Одновременное уточнение параметров $C_1^{(j)} \dots C_n^{(j)}$ и $g_1^{(j)} \dots g_n^{(j)}$.

В случае недостаточной точности описания переходной характеристики компоненты тензора температурных напряжений необходимо увеличить количество членов экспоненциального ряда, описывающего переходную характеристику компоненты температурной деформации.

После оценивания параметров экспоненциального ряда термдеформационной характеристики проводят оценку погрешности описания переходной характеристики температурных напряжений относительно модели высокого уровня. Для этого рассчитывают переходные характеристики компонент тензора температурных напряжений по формуле:

$$\sigma_t^{(j)}(\tau - \eta) = \left[1 - \sum_{i=1}^{\infty} C_i^{(j)} \cdot \exp\left(-\frac{\tau - \eta}{g_i^{(j)}}\right) \right] \varepsilon_{t_{st}}^{(j)} - \frac{E\beta}{1 - 2\mu} \left[1 - \sum_{i=1}^{\infty} A_i \cdot \exp\left(-\frac{\tau - \eta}{v_i}\right) \right] t_{st},$$

где A_i и v_i – параметры экспоненциального ряда переходной характеристики температуры, идентифицируемые отдельно; t_{st} – стационарное значение температуры; E , β и μ – модуль упругости, коэффициент линейного расширения и коэффициент Пуассона.

На рис. 2 представлены результаты верификации предложенного метода идентификации на примере окружной компоненты σ_{zz} тензора температурных напряжений критической точки диска турбины высокого давления ТРДД. Как видно, погрешность относительно моделей высокого уровня не превысила 5 МПа, что менее 1% максимального значения температурных напряжений. Погрешность описания остальных компонент тензора не превысила такого же значения. Подобный уровень погрешности удовлетворяет требованиям к точности мониторинговых моделей НС, сформулированных в [1].

При определении параметров экспонент возмож-

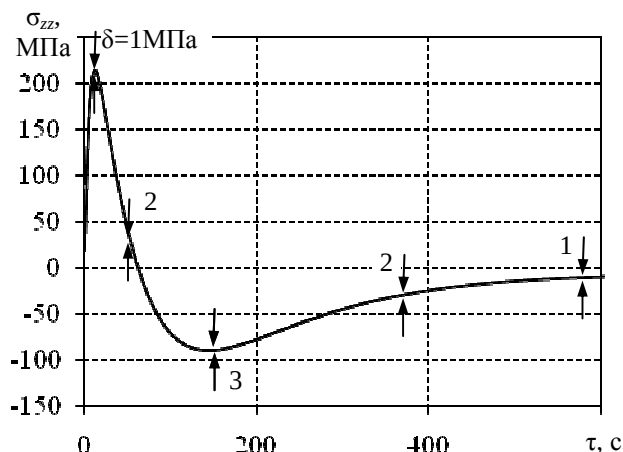


Рис. 2. Переходный процесс окружной компоненты температурных напряжений критической точки диска ТВД

но «спутывание» значений или нахождение «лишних» экспонент, поэтому необходимо в процессе идентификации контролировать получаемые значения и соотношение параметров g_i и g_{i+1} .

Литература

1. Олейник А.В., Шимановская Н.А. Требования к точности мониторинга температурного и напряженного состояний основных деталей ГТД при эксплуатации с допустимым уровнем повреждения // Вестник двигателестроения. – 2007. – № 3. – С. 152-155.
2. Олейник А.В. Эксплуатационный мониторинг температурного состояния детали газотурбинного двигателя как задача динамики конечно-элементной модели в пространстве состояний // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 4 (12). – С. 38-42.
3. Основы идентификации и проектирования тепловых процессов и систем: Учебное пособие / О.М. Алифанов., П.Н. Вабищевич, В.В. Михайлов и др. – М.: Логос, 2001. – 400 с.

Поступила в редакцию 13.05.2008

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

УДК 621.01:621.833:24:539.3

И.Ф. КРАВЧЕНКО¹, А.Б. ЕДИНОВИЧ¹, В.А. ЯКОВЛЕВ², В.Л. ДОРОФЕЕВ²¹ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина²ФГУП «ММПП «Салют», Москва, Россия

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ АВИАЦИОННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ПЯТОГО И ШЕСТОГО ПОКОЛЕНИЙ

Рассмотрены результаты экспериментальных исследований зубчатых колес с перспективной геометрией зубьев колес, которая планируется как перспективная для редукторов авиационных двигателей 5-го и 6-го поколений. Натурные эксперименты выполнены на ГП «Ивченко-Прогресс». Показано, что численные эксперименты с помощью CAD программы ASGEARS, разработанной в филиале ГП «Ивченко-Прогресс» на ФГУП «ММПП «Салют» хорошо согласуются с результатами экспериментальных исследований. Для уменьшения уровня вибраций, вызванного параметрическим изменением жесткости зубьев, предложено увеличить высоту зубьев, но при этом увеличивается мощность трения и температура зубьев, уменьшить которую предложено путем применения модификации профиля зубьев.

колеса зубчатые, экспериментальные исследования, ГП «Ивченко-Прогресс», ФГУП «ММПП «САЛЮТ», модификация, прочность, ASGEARS, CAD

Введение

Главной целью разработки двигателей нового поколения для гражданских самолетов является значительное снижение удельного расхода топлива до 25%, и уменьшение уровня шума на 30 дБ.

В связи с требованиями по снижению шума двигателя и необходимостью увеличения расхода воздуха через наружный контур двигателя для увеличения полетного КПД, возникает необходимость увеличивать диаметр вентилятора при сохранении окружных скоростей на периферии лопаток, поскольку при скоростях превышающих 400 м/с, происходит скачкообразное увеличение уровня шума. Это в свою очередь требует снижения частоты вращения ротора вентилятора и ведет к увеличению числа ступеней турбины. Проблема рационально может быть решена путем организации привода вентилятора через редуктор. Примером таких двигателей могут быть ТРЕ-731, LF-507 (США), НК-93 (СССР).

1. Формулирование проблемы

Создание новых типов редукторных двигателей в СССР и России потребовало более миллиарда дол-

ларов. Фирма Pratt & Whitney и основной изготовитель редуктора фирма Fiat-Avia имеет текущие затраты на редукторный двигатель PW8000 более 350 миллионов долларов.

Проблема обеспечения работоспособности авиационных двигателей, с редукторами винта или вентилятора в огромной степени определяется зубчатыми передачами.

Если бы не принимались специальные меры, то мощность, затрачиваемая на генерацию колебаний самолета АН-70 от зубчатых колес, составила бы 120 кВт, что могло бы привести к разрушению двигателей.

Проблема осложняется высоким тепловыделением из зоны контакта зубьев.

Эти проблемы до последнего времени решались экспериментальными методами. То есть доводилась такая форма профиля зубьев, при которой снижались вибрации, а тепловыделение минимально. Однако этот метод решения проблемы требует больших затрат и времени.

Например, в процессе поиска оптимально модифицированного профиля зубчатых колес при до-

водке двигателя АЛ-31Ф имело место многократное разрушение не только зацепления, но и всего двигателя [1].

Президент АССАД д.т.н., проф. Чуйко В.М. в статье “А.Г.Ивченко – стратег, организатор, ученый, конструктор” так описывал проблемы с зубчатыми передачами при доводке двигателя самолета АН-24: “Повышенное динамическое возбуждение в зубчатых колесах передавалось на лопатки и диски компрессора и сопровождалось обрывами лопаток I, III, VIII, IX и X ступеней компрессора и появлением трещин на дисках отдельных ступеней компрессора” (Журнал Конверсия в машиностроении №4, 2004).

Доводка редуктора двигателя Д-27 потребовала изготовления 6 модификаций ведущей шестерни и изготовления 16 дополнительных комплексов шестерен.

Несмотря на большой накопленный опыт, проблема создания редукторных двигателей остается актуальной.

2. Решение проблемы

Для решения проблемы рассмотрим причины, вследствие которых зубчатые передачи являются источником высоких вибраций и тепловыделения.

Кинематика традиционного зубчатого зацепления с коэффициентом перекрытия $2 < \varepsilon \alpha > 1$ такова, что передача осуществляется либо одной парой зубьев рис. 1 либо двумя парами зубьев рис. 2.

В течение одного цикла жесткость зацепления изменяется, и увеличивается в два раза при переходе зубьев из однопарного зацепления в двухпарное рис.3.

Как следствие происходит генерация колебаний, которые являются причиной разрушения различных деталей двигателя.

Формально для устранения колебаний толщину зубьев в однопарной зоне одного из колес необходимо либо увеличить на величину, компенсирующую колебания рис. 4, либо уменьшить толщину

зуба в верхней зоне двухпарного зацепления, если модифицируются два колеса [2].

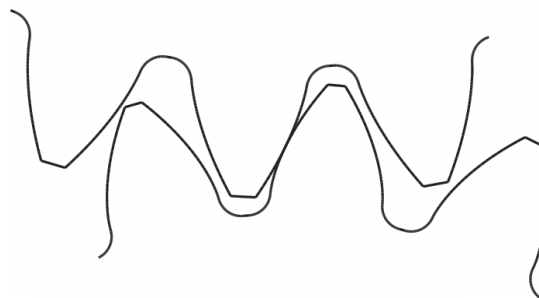


Рис. 1. Однопарное зацепление

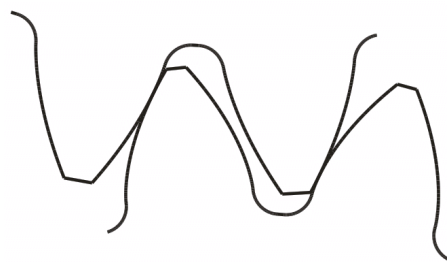


Рис. 2. Двухпарное зацепление

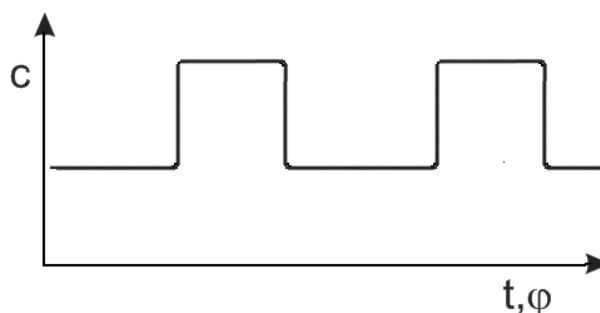


Рис. 3. Скачкообразное изменение жесткости зубчатого зацепления

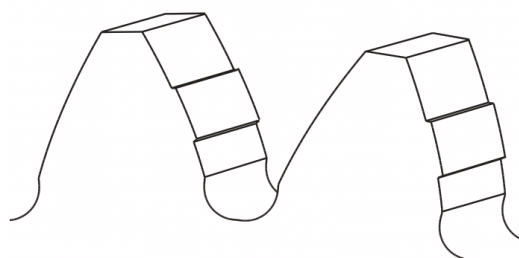


Рис. 4 Форма зубьев с измененной толщиной зубьев в однопарной зоне

Недостатком формы зубьев с скачкообразным изменением толщины зубьев является то, что выполнить шлифование зубьев с согласованное изменение толщины зубьев сложно. Кроме того, практически невозможно реализовать соответствие положения

точки изменения профиля и точки изменения жесткости при пересопрежении. На практике выполняется замена строго эвольвентного профиля на модифицированный эвольвентно-бочкообразный рис. 5.

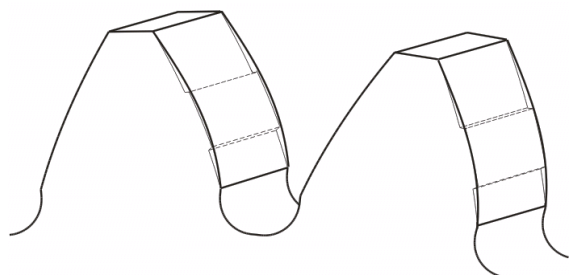


Рис. 5. Зубья с эвольвентно-бочкообразной формой

Форма зубьев с измененной толщиной зубьев в однопарной зоне решает только проблему колебаний зубчатой передачи, но не решает проблему разрыва масляной пленки, теплообразования и контактной прочности в фазах кромочного зацепления.

Рассмотрим вопрос работы зацепления с перекрытием $\epsilon > 2$.

Следует отметить, что передачи с коэффициентом перекрытия $\epsilon_a > 2$ без модификации зубьев практически неработоспособны.

При входе зубьев в зону зацепления или выходе из него происходит контакт профиля с кромками зубьев. Слой смазки при таком контакте разрушается. Кинематика взаимодействия зубьев на входе и выходе почти одинакова, но динамические процессы на поверхности отличаются существенно [3, 4].

В фазах кромочного зацепления имеет место наибольшее несоответствие теории с экспериментом при определении толщины слоя смазки. Движение зубьев при входе в зацепление показано на рис. 6. Вход зубьев менее благоприятен с точки зрения износа, чем выход. При кромочном контакте на входе зубьев образующая волна деформаций направлена за пределы активной поверхности. Поскольку, как будет показано ниже, контактные напряжения в этой зоне превышают предел текучести, то материал выдавливается с поверхности ножек ведущего колеса. На поверхности ножек образуется лунка, а на

головках ведомых зубьев - следы заедания. После того как глубина лунки становится равной величине деформации, дальнейший её рост обычно прекращается, однако при больших контактных напряжениях разрушение поверхности может продолжаться, что наблюдалось при доводке редуктора Д-27. В работе [1] также описаны случаи, когда процесс кромочного контакта на входе зубьев завершался схватыванием и разрушением поверхностей.

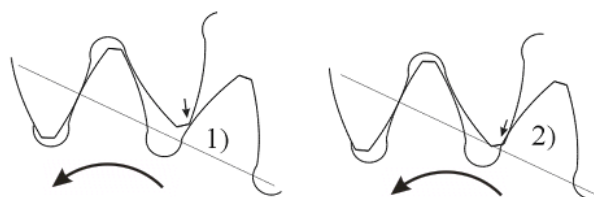


Рис. 6. Движение зубьев при входе в зацепление:

- 1 – вследствие деформаций происходит преждевременное касание зубьев вне линии зацепления;
- 2 – в процессе кромочного контакта на входе волны деформаций перемещают поверхностные слои за пределы активной поверхности зуба

Движение зубьев при выходе из зацепления, показанное на рис. 7, протекает в иных условиях. В процессе кромочного контакта на выходе зубьев волны пластических деформаций перемещают поверхностные слои внутрь активной поверхности зуба, материал, находящийся в пластическом состоянии, волнообразно возвращается на прежнее место. Поэтому на выходе зубьев из зацепления вместо лунки на зубьях образуется наклеп.



Рис. 7. Движение зубьев при выходе из зацепления:

- 3 – на завершающем этапе касания зубьев волна деформаций на ведомом зубе направлена к вершине;
- 4 – в процессе кромочного контакта на выходе зубьев волны деформаций перемещают поверхностные слои внутрь активной поверхности зуба

Если сравнить кинематику зацепления, показанную на рис. 6, (положение 2) с кинематикой зацепления на выходе зубьев, показанную на рис. 7, (положение 4), то видно, что без учета явлений движения металла в поверхностных слоях эти фазы эквиваленты. Следовательно, в пределах теории упругости расчетные значения контактных напряжений в кромочных фазах должны быть одинаковыми.

Для устранения негативных факторов кромочно-го зацепления толщину зубьев в области кромки необходимо уменьшить до такой величины, чтобы контактные напряжения при касании профиля кромкой смежного зуба оставались в пределах допустимых. На основе работ [2 – 4] разработана двойная модификация с плавными переходами между фазами кромочного зацепления и зонами одно- двухпарного зацепления.

Форма такого зуба показана на рис. 8.

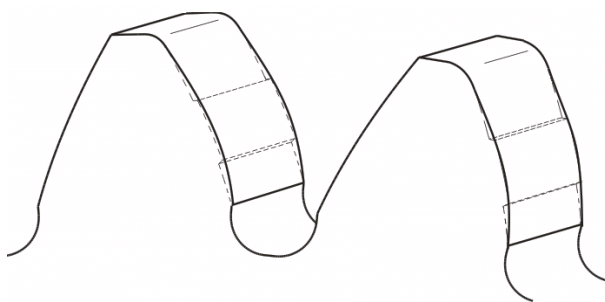


Рис. 8. Двойная модификация профилей зубьев

Остается решить вопрос о величинах модификации профиля зубьев колес.

В начале 80-годов в ВОЕНМЕХе (ныне Балтийский технический университет) была завершена разработка прямого метода расчета зубчатых передач без использования уточняющих коэффициентов [5], позволяющая методом математического моделирования проследить весь ход изменения контактных напряжений от входа зубьев в зацепление до выхода из него. Результаты расчета с помощью этого метода показывают, что в немодифицированных зубчатых колесах на входе или на выходе имеют место пики контактных напряжений. Часто пики давлений

бывают только на входе или только на выходе. Это зависит от характера деформаций зубьев и распределения погрешностей.

Вопрос применимости прямого метода расчета применительно к авиационным передачам требовал экспериментальной проверки.

Первоначально были использованы результаты доводки профиля зубьев колес редуктора двигателя Д-27 на ГП «Ивченко-Прогресс». В результате экспериментальных исследований был разработан профиль, показанный на рис. 9.

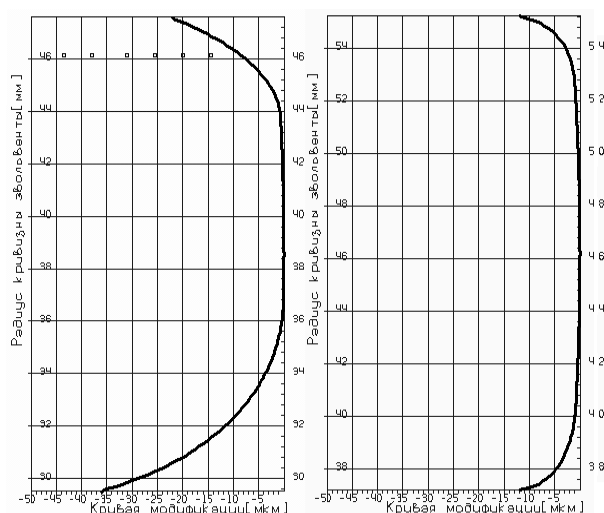


Рис. 9. Разработанный на основе экспериментальных исследований профиль зуба ведущей шестерни (слева) и сателлитов (справа) планетарного механизма двигателя Д-27 с коэффициентом перекрытия $\epsilon_a < 2$ (серийного профиля) с оптимизированной модификацией

Шестерни этого редуктора имели исходный контур, отработанный на двигателях АИ-20 и АИ-24:

$$\alpha = 28^\circ; ha^* = 0,95; c^* = 0,2.$$

Остальные данные редуктора:

$$Z_1 = 33; Z_2 = 43; Z_3 = 122; m = 4,75;$$

$$bw = 70; n = 8400 \text{ об/мин}; N = 14000 \text{ л.с.}$$

Параметры экспериментально найденной модификации и параметры зацепления были введены в программу ASGEARS и выполнен расчет, результаты которого показаны на рис. 10.

Расчеты, во-первых, подтвердили правильность модификации достигнутой опытным путем, а во-

вторых, показали дальнейшую бесперспективность этого исходного контура.

В результате совместных работ с филиалом ГП «Ивченко-Прогресс» на ФГУП ММП «Салют» был разработан новый исходный контур, обеспечивающий коэффициент торцевого перекрытия больше 2-х:

$$\alpha = 20^\circ; ha^* = 1,1; c^* = 0,2.$$

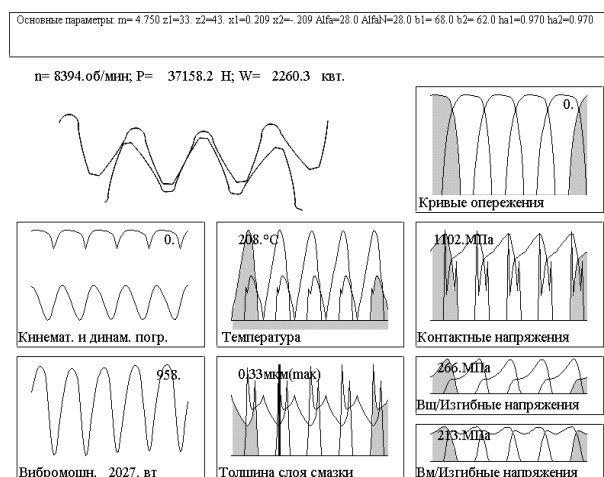


Рис. 10. Параметры зацепления ведущей шестерни и сателлитов планетарного механизма двигателя Д-27 с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha < 2$ (серийного профиля) с оптимизированной модификацией

При этом для сохранения остальных деталей редуктора были изменены параметры шестерен:

$$m = 3,5784;$$

$$Z_1 = 44; Z_2 = 57;$$

$$Z_3 = 161.$$

Расчеты показывают (рис. 11), что новый исходный контур с оптимальной модификацией (рис. 12) обеспечивает возможность передачи мощности на 20% больше при тех же запасах прочности.

Ранее исходный контур, обеспечивающий коэффициент перекрытия больше 2 был испытан и внедрен на заднем редукторе двигателя ТВЗ-117ВМА-СБМ1.

При этом расчет оптимальной модификации зубьев был выполнен по программе ASGEAR (рис. 13, 14).

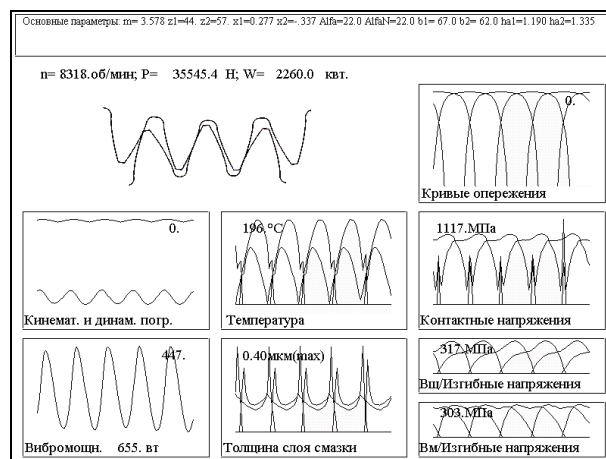


Рис. 11. Параметры зацепления ведущей шестерни и сателлитов планетарного механизма двигателя Д-27 с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha > 2$ с оптимизированной модификацией

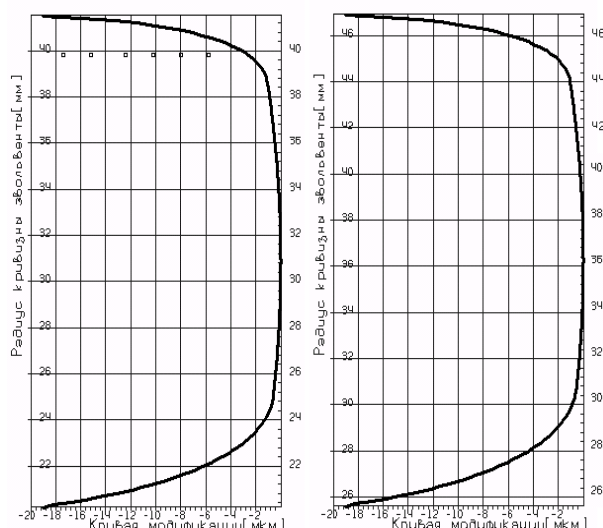


Рис. 12. Профиль зуба ведущей шестерни (слева) и сателлитов (справа) планетарного механизма двигателя Д-27 с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha > 2$ с оптимизированной модификацией

Испытания двигателя с новым редуктором проводились с прямым тензометрированием зубьев, вибрографированием и кинематометрированием с помощью аппаратуры ЦИАМ.

Результаты испытаний показали, что виброактивность редуктора снизилась по сравнению с традиционным исходным контуром с 80 до 20, а изгибные напряжения – на 20 %. В настоящее время указанный редуктор выпускается серийно.

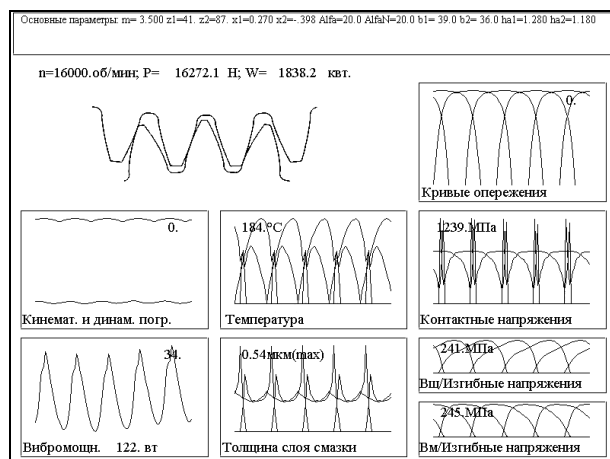


Рис. 13. Параметры зацепления ведущей шестерни и сателлитов с оптимизированной модификацией по рабочему чертежу

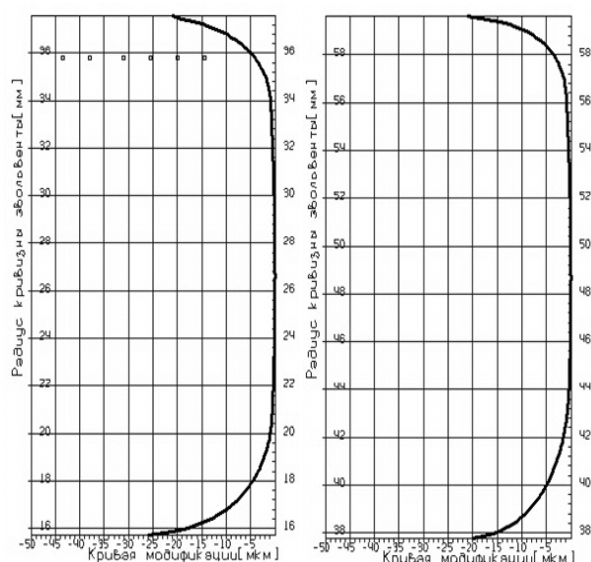


Рис. 14. Профиль зуба ведущей шестерни с промежуточной заднего редуктора ТВЗ-117ВМА-СБМ1 с оптимизированной модификацией

Программа ASGEAR нашла применение также при доводке приводов агрегатов двигателей АИ-222 и АИ-436-148, что позволило быстро внедрить оптимизированное перекрытие $\varepsilon_a > 2$ и устранить дефекты обнаруженные в начале испытаний.

Выводы

Наиболее перспективными зубчатыми передачами для авиационных двигателей 5 и 6-го поколений

могут быть передачи с коэффициентом перекрытия $\varepsilon_a > 2$ и модифицированным профилем зубьев, оптимизация которого должна проводиться по программе ASGEAR.

Литература

1. Производство зубчатых колес газотурбинных двигателей: Произв-практ. издание / Ю.С. Елисеев, В.В. Крымов, И.П. Нежурин и др.; Под ред. Ю.С. Елисеева. – М.: Высш.шк., 2001. – 493 с.
2. Дорофеев В.Л. Технология производства высокопрочных зубчатых передач. Двойная модификация профиля зубьев // Конверсия в машиностроении. – 2001. – № 5. – С. 79-84.
3. Поклад В.А., Дорофеев В.Л. Основные принципы расчета неизнашивающихся авиационных зубчатых передач // Сб. докладов международного конгресса «Механика и трибология транспортных систем-2003» сентябрь 2003 г., в 2-х томах, т. 2. Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов на/Дону. – 2003. – С. 232-235.
4. Поклад В.А., Дорофеев В.Л. Проектирование модифицированных авиационных зубчатых передач // Конверсия в машиностроении. – 2004. – № 3. – С. 36-40.
5. Дорофеев В.Л. Основы расчета нагрузок и напряжений, действующих в зацеплении цилиндрических зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1983. – № 3. – С. 14-16.

Поступила в редакцию 24.05.2008

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В.А. Гейкин, ФГУП «ММП «Салют», директор НИИД; канд. техн. наук, В.С. Новиков, ФГУП «ММП «Салют», начальник лаборатории зубчатых колес НИИД, Москва.

УДК 658.562.017.7

П.Д. ЖЕМАНЮК¹, И.Л. ГЛИКСОН¹, Н.И. ПЕТРОВ², С.И. ШАНЬКИН¹¹ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина²ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, Россия

ОБОСНОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Предложена расчетно-экспериментальная методика оценки долговечности шарикоподшипника по пере-
счету фактической наработки такого же подшипника, достигнутой при испытаниях в составе другого
двигателя в отличающихся условиях нагружения – при других нагрузках и частотах вращения. Выполне-
на верификация предложенной методики на примере обоснования работоспособности шарикоподшип-
ника, установленного в опоре одного ротора с использованием достигнутой наработки такого же шари-
коподшипника, установленного в опоре второго ротора двухроторного вспомогательного двигателя.

**долговечность, ресурс, наработка, ротор, шарикоподшипник, испытание, характеристика, пара-
метр**

Конструирование и доводка узлов опор роторов при проектировании двигателя – трудоемкий процесс. С целью снижения расходов целесообразно, при возможности, использовать подшипник, имеющий положительный опыт эксплуатации на двигателе и отвечающий требованиям по условиям нагружения. В этом случае возникает необходимость обоснования работоспособности этого (базового) подшипника в других условиях работы на проектируемом двигателе. Для решения этой задачи может быть использована предложенная расчетно-экспериментальная методика.

Оценка долговечности подшипника в соответствии с расчетно-экспериментальной методикой включает следующее:

– определение ожидаемых условий работы и параметров, необходимых для расчета (эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, приведенная частота вращения, контактные напряжения на рабочей поверхности наружного кольца, параметр $d_m \cdot n$, наработка базового подшипника и пр.);

– расчет прогнозируемой долговечности в ожидаемых условиях работы подшипника по формуле:

$$t_n = t_{\bar{\sigma}} \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (1)$$

где t_n – прогнозируемая долговечность подшипника;

$t_{\bar{\sigma}}$ – фактическая достигнутая долговечность (или наработка) базового подшипника;

K_1 – коэффициент, учитывающий отличие нагрузок базового и проектируемого подшипника.

При этом при ограничении долговечности подшипника по контактной прочности (для высокооборотных подшипников $d_m \cdot n > 2 \cdot 10^6$):

$$K_1 = \left(\frac{\sigma_{k\bar{\sigma}}}{\sigma_{kn}} \right)^{10}, \quad (2)$$

где $\sigma_{k\bar{\sigma}}$, σ_{kn} – контактные напряжения соответственно по наружному кольцу базового и проектируемого подшипника.

При ограничении долговечности подшипника по эквивалентной динамической радиальной нагрузке:

$$K_1 = \left(\frac{P_{\bar{\sigma}}}{P_n} \right)^3, \quad (3)$$

где $P_{\bar{\sigma}}$, P_n – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка соответственно базового и проектируемого подшипника;

$K_2 = \frac{n_{\bar{\sigma}}}{n_n}$ – коэффициент, учитывающий частоту

вращения роторов;

$n_{\bar{\sigma}}$, n_n – частота вращения базового и проектируемого подшипника.

Верификация предложенной методики проведена при доводке двухроторного вспомогательного двигателя (далее ВД), в роторах которого использован один типоразмер шарикоподшипника. Схема установки шарикоподшипников в опорах ротора 1 и 2 ВД полностью идентична и приведена на рис. 1.

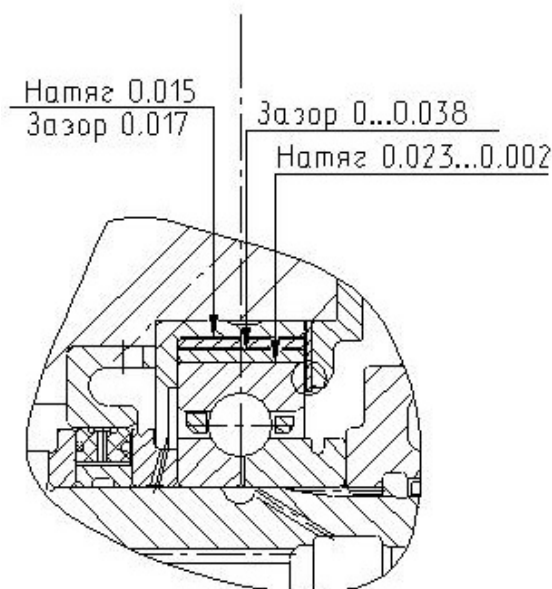


Рис. 1. Конструкция опоры роторов 1 и 2 с подшипником 74-126708Р

Условия работы (параметры нагружения) шарикоподшипников приведены в табл. 1.

Как видно из таблицы 1 величины расчетных контактных напряжений близки ($180, 190 \text{ кгс/мм}^2$) и существенно ниже допустимых контактных напряжений $[\sigma_k] = 300 \text{ кгс/мм}^2$, параметр $d_m \cdot n$ превышает $2 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{об/мин}$, а долговечность шарикоподшипников ограничена контактной прочностью. При этом при заданных условиях работы определенные по методике [1] величины ресурсов подшипников составляют $500 - 700 \text{ ч}$, что существенно отличается от требований ТЗ на ВД – межремонтный ресурс и ресурс до первого капитального ремонта – 4000 часов . Отсюда актуальность поиска путей обоснования ресурса шарикоподшипников роторов проектируемых опор ВД. К тому же при проработке варианта увеличения долговечности подшипников путем уменьшения осевого усилия, например, в два раза,

установлена невозможность достижения требуемого ресурса (рис. 2).

Таблица 1

Условия работы
шарикоподшипников 74-126708Р
в опорах роторов 1 и 2 ВД

№ п/п	Параметр	Единица измерения	Ротор 1	Ротор 2
1	Осевая нагрузка	кгс	288	150
2	Радиальная нагрузка	кгс	4,7	8
3	Частота вращения	об/мин	38880	48660
4	Контактные напряжения ¹	кгс/мм ²	$\frac{190}{189}$	$\frac{156}{180}$
5	$d_m \cdot n \cdot 10^{-6}$	мм·об/мин	2,12	2,65
6	Расчетная долговечность: – по Пальмгрену – по контактной прочности	ч	567	3500
			632	867
7	Радиальный зазор в собранном состоянии	мм	0,013	0,015

Примечание: ¹ – в числителе – по внутреннему кольцу шарикоподшипника, в знаменателе – по наружному.

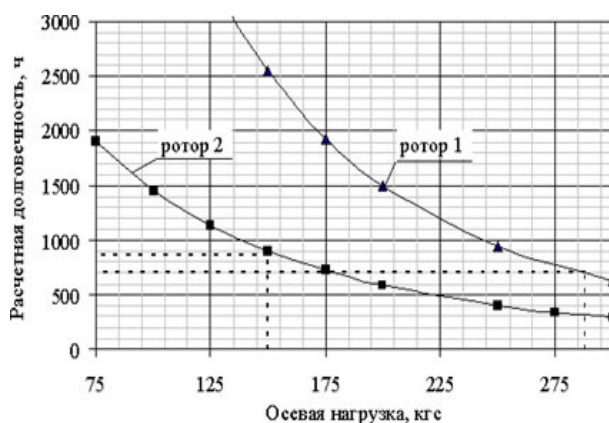


Рис. 2. Зависимость расчетной долговечности шарикоподшипника 74-126708Р от величины осевой нагрузки

Поскольку при контроле деталей подшипников (в процессе неизбежных, обусловленных доводкой двигателя разборках при проведении стендовых испытаний) установлено удовлетворительное состоя-

ние подшипника в опоре ротора 1, было принято решение о его испытании до наработки 1500 – 2000 ч, а в дальнейшем и более.

Как видно из составленной для предварительного анализа табл. 2, большая часть (70%) наработки шарикоподшипника в опоре ротора 1 реализована при испытаниях по эксплуатационной программе.

Таблица 2

Условия нагружения
и наработка шарикоподшипников
при стендовых испытаниях двигателя

Обозначение ротора	Наработка, ч				Приведенная частота вращения ротора, об/мин	Приведенная осевая нагрузка, кг
	Общая по эксплуатационной программе	По ЭЦИ	По др. программам	Всего режимная/общая		
1	739	–	327	970/1066	36800	282
2	1032	385	–	1266/1417	49830	156

Таблица 3

Оценка долговечности по контактным напряжениям подшипника в опоре ротора 2 по результатам длительных стендовых испытаний подшипника в опоре ротора 1

Параметры испытания подшипника в опоре ротора 1			Расчетно-экспериментальная долговечность подшипника в опоре ротора 2		
Частота вращения, об/мин	σ_k , кгс/мм ²	Наработка, ч	K_2	K_1	Долговечность, ч
36800	$\frac{187,9}{185,7}$	1066	0,756	1,365	1100

Выполнена оценка прогнозируемой долговечности шарикоподшипника в опоре ротора 2 с учетом фактически достигнутой наработки шарикоподшипника в опоре ротора 1.

Результаты оценки долговечности подшипника ротора 2 по расчетно-экспериментальной методике приведены в табл. 3. Как видно из таблицы прогнозируемая долговечность подшипника в опоре ротора 2 составила более 1100 часов.

Такой вывод подтвержден удовлетворительными результатами испытания подшипника в опоре ротора 2, имеющего наработку более 1400 часов (табл. 2).

Предложена расчетно-экспериментальная методика оценки долговечности подшипника, включающая использование фактической наработки подшипника того же типоразмера, работающего в отличающихся (иных) условиях нагружения.

Выполнена верификация предложенной методики на примере оценки ресурса подшипника в опоре одного ротора с использованием достигнутой наработки такого же подшипника в опоре второго ротора двухроторного ВД.

Заключение о корректности предложенной методики оценки долговечности подшипников может быть сделано по достижении базовым подшипником состояния, препятствующего его дальнейшей эксплуатации.

Литература

1. Методика расчетной оценки долговечности подшипников качения авиационных двигателей и их агрегатов, требования к конструктивным параметрам опор: Технический отчет. – Москва: ЦИАМ, 1996.

Поступила в редакцию 28.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Я. Качан, Запорожский национальный технический университет, Запорожье.

УДК 621.452.3.03:621.822.6

В.Н. ДОЦЕНКО, С.В. НИКИТИН*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ВОПРОСЫ ИССЛЕДОВАНИЯ КЕРАМИЧЕСКИХ И ГИБРИДНЫХ
ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И ИХ ПРИМЕНЕНИЕ
В АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ**

Проведен анализ опорных узлов высокоскоростных роторов с подшипниками скольжения или качения из стальных или керамических материалов с точки зрения возможности их использования для современных и перспективных авиационных ГТД. Отмечаются возможные преимущества и недостатки керамических или гибридных (из стали и керамики) подшипников качения и неоднозначность приведенных в литературе данных об их характеристиках. Разработана конструкция экспериментальной установки для проведения сравнительных испытаний стальных и керамических подшипников и методика их проведения.

опорный узел, авиационный двигатель, долговечность, керамический подшипник качения, гибридный подшипник качения, испытательный комплекс, сравнительные испытания

Наблюдающаяся в последнее время в авиадвигателестроении тенденция к увеличению удельной тяги приводит к уменьшению габаритов деталей и увеличению скоростей, при которых приходится работать роторным деталям, в том числе – подшипникам. Надежность двигателя в большой степени зависит от надежности опорных узлов, поэтому надежность подшипника играет важную роль для работоспособности всего двигателя. В двигателях последнего десятилетия подшипникам качения приходится работать на предельных для них числах скоростного параметра $dn=(2,0\ldots3,0)\cdot 10^6$ мм·об/мин. При таких высоких уровнях параметра быстроходности приходится прибегать к различного рода конструкторским решениям для обеспечения высокого уровня долговечности и стабильности работы опор качения. В практике конструирования столь напряженных опор в машиностроении пошли двумя путями: усовершенствование обычных подшипников качения и замена подшипников качения подшипниками скольжения с газовой, жидкостной и реже магнитной рабочими средами.

Применение подшипников скольжения в авиадвигателестроении ограничено рядом причин:

1) высокая частота остановов и запусков дви-

гателя, что в связи с нестабильностью подшипников в переходных периодах снижает надежность опоры в целом;

2) относительная сложность узлов опор скольжения и системы подачи рабочей среды;

3) большая чувствительность опоры к изменениям в подаче рабочей среды, что приводит к усложнению системы подачи;

4) каждый подшипник скольжения уникален по своим характеристикам и поэтому требует индивидуального подхода в настройке и обслуживании;

5) производство подшипников скольжения требует наличия специальных высокоточных производственных мощностей, в то время как создание подшипников качения ведется на существующих специализированных массовых предприятиях.

В связи с вышесказанным подшипники качения по-прежнему преобладают в конструкциях авиационных двигателей. В результате возрастания скоростного параметра и нагрузок на подшипники выполнен ряд работ, связанных с улучшением их характеристик: разработаны и совершенствуются специализированные подшипниковые материалы; повышается точность изготовления деталей (точность и чистота поверхностей); разработаны и применя-

ются различные покрытия и методы обработки поверхностей для повышения их износостойкости и снижения трения при контакте с другими деталями; разработаны специальные формы дорожек качения для увеличения несущей способности подшипников и уменьшения потерь на трение при качении [1]; разработаны методы понижения массы тел качения; совершенствуются средства и способы охлаждения и смазки подшипников; повышается точность расчетов характеристик подшипников за счет учета большего числа факторов, которые оказывают на них влияние.

Применение керамических материалов для подшипников качения стало одним из возможных путей улучшения характеристик подшипников. Наибольшее распространение получили так называемые гибридные подшипники [2, 3], в которых кольца изготавливаются из общепринятых подшипниковых сталей, а тела качения – из керамики. Применение подшипников с керамическими кольцами ограничено сложностью финишной обработки керамических колец и сложностью монтажа подшипника на вал, а также достаточно низкой ударной вязкостью керамики. Керамические материалы обладают следующими особенностями по сравнению со сталью:

- низкая плотность (меньше на ~60%);
- высокий модуль упругости (больше на ~50%);
- химическая инертность в большем количестве агрессивных сред;
- коэффициент сухого трения в паре керамика-сталь меньше, чем в паре сталь-сталь [4];
- более низкий коэффициент теплового расширения и высокая теплоемкость и жаропрочность;
- керамика – диэлектрик;
- низкая ударная прочность.

Эти особенности обеспечивают ряд преимуществ керамики перед сталью при ее использовании в качестве материалов для тел качения подшипников:

- уменьшение центробежных сил [4];
- уменьшение потерь мощности на трение;

- увеличение срока службы смазочного вещества и тел качения в агрессивных средах;
- уменьшение предварительного натяга в подшипнике (до 33%[4]);
- полная электрическая изоляция внутреннего кольца от наружного;
- уменьшение радиального зазора в подшипнике;
- уменьшение рабочих температур подшипника;
- понижение вибрации и шума работы подшипника [5];
- возможность длительной работы при отсутствии смазки.

Из всех керамик наибольшее распространение получил нитрид кремния (Si_3N_4) [2, 4, 6 – 8]. Свойства нитрида кремния в сравнении с подшипниковой сталью приведены в табл. 1. Свойства шариков, изготовленных из различных керамических материалов, приведены в табл. 2.

Гибридные подшипники получили распространение в медицинском оборудовании, вакуумных насосах различного применения, космических аппаратах, пищевой промышленности, химической промышленности, сфере развлечений и спорте (роликовые коньки), в миниатюрных газотурбинных двигателях для авиамоделей [5, 7]. Многие производители подшипников качения (FAG, SKF, Boca Bearing Company, The Timken Company, NSK, SNFA, GMN, Torrington) в данный момент предлагают подшипники с керамическими телами качения.

В 2005 году компания Timken в рамках программы VAATE, посвященной оптимизации газотурбинных двигателей, получила два контракта на разработку гибридных подшипников для газотурбинного двигателя [9].

Однако до сих пор нет данных о применении гибридных подшипников в авиационных двигателях. Наиболее вероятной причиной этого является, на наш взгляд, недостаточность точной информации о влиянии преимуществ физико-механических

свойств керамики на долговечность подшипников. Существующая информация приводит большинство специалистов к выводу, что получаемые преимущества от применения гибридных подшипников не

окупают его высокую цену (действительно, цена серийного гибридного подшипника в 5 – 10 раз больше его аналога с металлическими шариками).

Таблица 1

Свойства подшипниковых материалов [5]

Материал	Модуль упругости ($\times 10^6$ PSI)	Плотность (Lbs/in ³)	Коэффициент Пуассона	Коэффициент линейного температурного расширения ($\mu\text{in/inch/}^\circ\text{F}$)	Твердость (HRC)	Предельная рабочая температура ($^\circ\text{F}$)
сталь AISI 440C (M&I)* (аналог 95X18Ш)	30	0,28	0,28	5,7	60 – 63	300
сталь AISI 440C (S&T)*	30	0,28	0,28	5,7	56 – 60	600
керамика	46	0,1156	0,26	1,7	78	2000
сталь AISI M50	30	0,288	0,29	6,6	61 – 64	650
сталь SAE 52100 (M&I) (аналог ШХ 15)	30	0,28	0,29	6,7	62 – 65	350
сталь SAE52100 (S&T)	30	0,28	0,29	6,7	58,5 – 65	390

*Обозначения фирмы Barden: M&I – Miniature& Instrument – миниатюрные подшипники и подшипники для измерительных средств ($d=4\ldots 35$ mm); S&T - Spindle & Turbine – подшипники для шпинделей станков и турбомашин ($d=22\ldots 290$ mm).

Таблица 2

Свойства шариков, изготовленных из различных керамических материалов [8]

Материал	Твердость по Роквеллу при 294 К	Предельная температура использования подшипника*, К	Плотность, г/см ³	Модуль упругости при 294 К, 10^9 Н/м ²	Коэффициент Пуассона	Теплопроводность, Вт/(м·К)		Коэффициент теплового расширения при 273...1073 К, 10^{-6} м/К	Модуль Вейбулла**
						при 294 К	при 1073 К		
Кристаллическая стеклокерамика	53	> 644	2,5	87	0,25	1,6	2,0 при 873 К	0,4	3,3
Оксид алюминия	85	~1367	3,9	350	0,25	7,2	1,7	8,5	2,7
Карбид кремния	90	< 1367	3,2	410	0,25	35	12	5	2,1
Карбид титана со связующим на основе никеля	67	< 867	6,3	390	0,23	14	6,8	10,7	1,4
Нитрид кремния	78	1367	3,11... 3,24	310	0,26	7,3	4,7	2,9	1,7

* Из условия сохранения твердости и опытных данных

** Из опытов по определению усталости элементов качения

Отсутствие конкретных рекомендаций по применению гибридных подшипников и расчету опорных узлов с ними в доступной отечественной и зарубежной литературе побудило нас совместно с опытно-конструкторским бюро ОАО «Мотор Сич» к подготовке сравнительных испытаний традиционных авиационных подшипников и их аналога с керамическими телами качения. Интерес ОАО «Мотор Сич» обусловлен тем, что на предприятии появилась необходимость в увеличении ресурса вспомогательной силовой

установки АИ-450МС, применяемой на ближнемагистральных самолетах АН-148. Одним из направлений работ по увеличению ресурса стало рассмотрение возможности замены серийного подшипника на его гибридный аналог. Это обусловило выбор типоразмера подшипников для испытаний. Основные параметры и условия работы подшипника ВСУ представлены на рис. 1.

Однако не следует воспринимать слова об отсутствии «доступных» рекомендаций в том смыс-

ле, что работы по внедрению керамики в подшипники вообще и в том числе подшипники авиационных двигателей не ведутся.

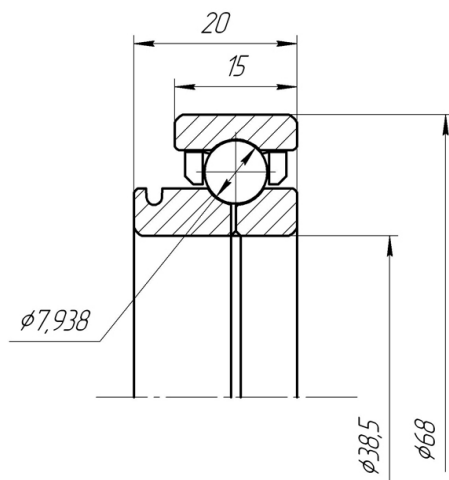


Рис. 1. Параметры и условия работы подшипника.

Условия работы:

- рабочие обороты 40000 – 55000 об/мин;
- нагрузка на один подшипник:
 - радиальная – 38 кгс,
 - осевая – 200 кгс;
- рабочая температура подшипника 250 °C

Первый опыт работы с подшипниками с шариками из нитрида кремния в литературе имеется в [4, 10]. Однако данные работы, судя по содержанию и прилагавшему обсуждению, не дают однозначных ответов на ряд важных вопросов. Эти работы подтверждают возможность уменьшения предварительного натяга до 30%, однако они расходятся в результатах исследований относительно потерь на трение (в [4] тепловыделение в гибридных подшипниках было заметно меньше, чем в обычных, а в [10] отличие в тепловыделении было незначительно, зато момент трения в гибридных подшипниках оказался больше почти на 20%). В [10] указывается, что усталостная долговечность гибридных подшипников не обнаруживает особых преимуществ перед обычными стальными подшипниками при работе до $dn = 3 \cdot 10^6$. Однако, дальнейшие работы во главе с Эрвином Зарецким (Ervin V. Zaretsky) по прогнозированию срока службы подшипников привели к тому, что была предложена идея пересмотра теории расчета срока службы на основе уравнения Лунберга-Палмгрена, и теоретически за-

креплено мнение о том, что полностью металлические подшипники при тех же условиях работы имеют больший срок службы, чем гибридные подшипники [6].

Однако, как показывает работа [11], в условиях смазки криогенными жидкостями гибридные подшипники имели больший срок службы, чем обычные подшипники из стали 440C. Особо удивили данные работы [12]: хотя подшипники с шариками из нитрида кремния и показали большее тепловыделение при работе подшипника в жидком азоте, однако после испытаний шарики не только не уменьшились, но и увеличились в размерах в среднем с 11,1150 мм до 11,1168 мм. Обзорные работы [2, 3] обобщают многие эксперименты, проведенные с гибридными подшипниками за последние десятилетия. В этих работах также приходят к выводу, что указанные подшипники обладают неоднозначными характеристиками. Гибридные подшипники смогут заменить обычные только в том случае, если они будут изначально проектироваться с учетом всех особенностей материалов подшипника и условий, в которых придется работать вновь созданным подшипникам. Это свидетельствует о том, что пока только натурные испытания помогут сделать окончательные заключения о применении гибридных подшипников в том или ином случае.

Для испытания подшипника был разработан испытательный комплекс, базовая конструкция блока испытываемых подшипников которого представлена на рис. 2.

Осевая нагрузка на подшипники создается с помощью пружины сжатия 14, что позволяет замыкать нагрузку внутри системы и поровну распределять ее между подшипниками, нагрузка остается неизменной в допустимых нормах и не зависит от внешних энергоисточников. Пределы нагружения ограничены только конструкцией пружины. Однако в таком случае теряется возможность целенаправ-

ленно изменять нагрузку в процессе испытаний. При необходимости такая система нагружения с минимальными изменениями в конструкции может быть заменена на систему с внешним нагружением с помощью пневмо- или гидроцилиндра. Контроль нагрузки осуществляется по степени обжатия пружины. Радиальная

нагрузка создается с помощью своеобразного пневмостатического подшипника. Контроль нагрузки осуществляется по давлению воздуха в системе. Максимально создаваемая нагрузка на один подшипник – 60 кг, при давлении воздуха в системе 5,85 кгс/см².

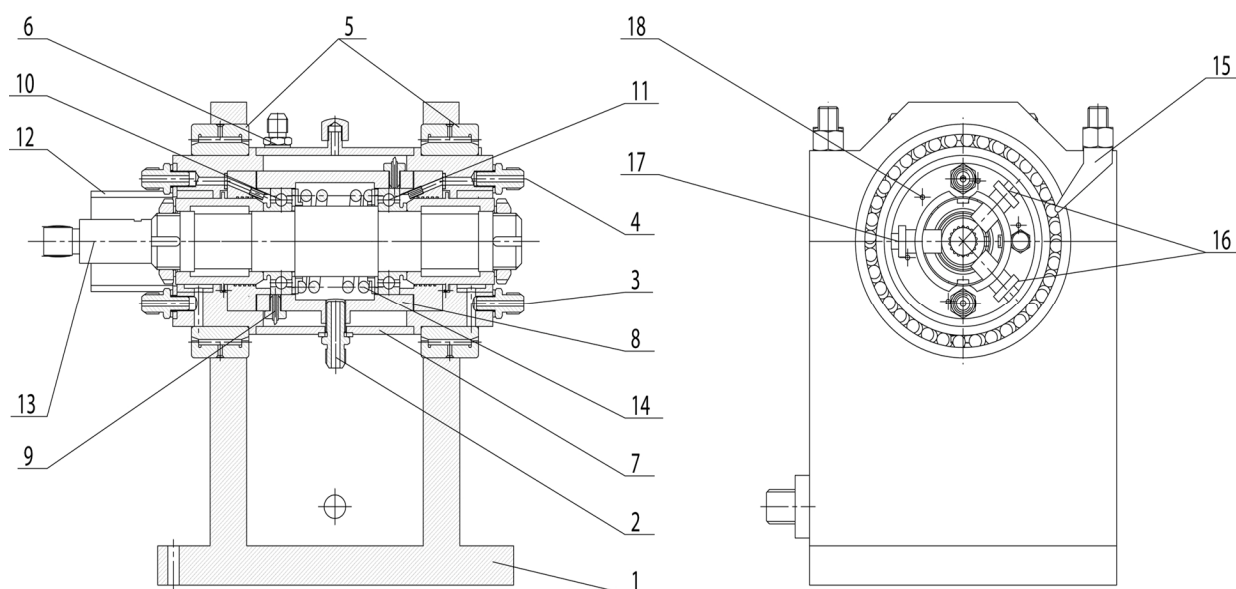


Рис. 2. Блок испытываемых подшипников:

- 1 – корпус блока подшипников; 2 – отвод масла; 3 – подвод воздуха для создания радиального усилия;
 4 – подвод масла; 5 – опорные подшипники; 6 – штуцер подвода воздуха на подогрев подшипников;
 7 – кожух подогрева; 8 – корпус подшипников; 9 – термопара; 10, 11 – испытываемые подшипники;
 12 – корпус датчиков; 13 – вал; 14 – пружина; 15 – фиксатор; 16 – датчики колебания ротора;
 17 – датчик измерения частоты вращения

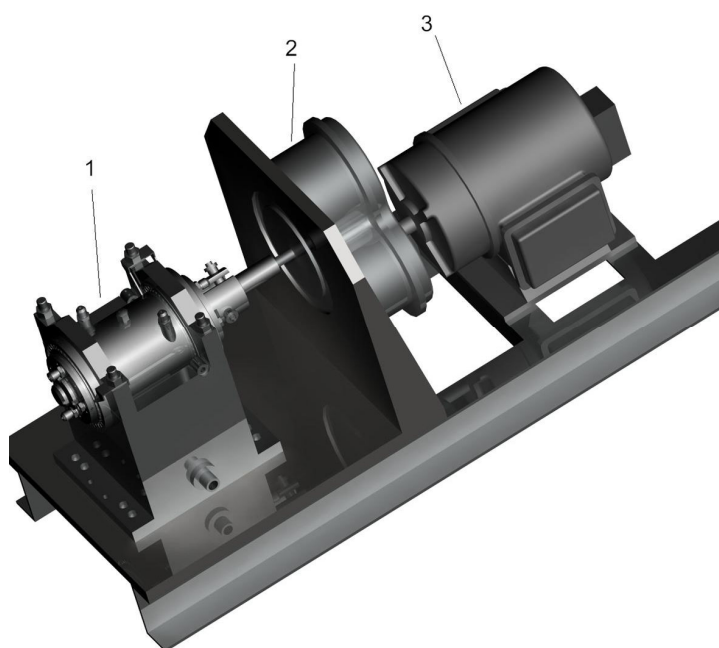


Рис. 3. Установка для испытания подшипников:

- 1 – блок испытываемых подшипников; 2 – мультипликатор; 3 – электродвигатель

Смазка осуществляется с помощью струи масла, подаваемой через жиклеры отдельно к каждому подшипнику (подача осуществляется в зазор между сепаратором и внутренним кольцом подшипника).

Отвод масла от подшипников – общий через штуцер 2. Система смазки – замкнутая, циркуляционная, раздельная для испытываемых подшипников и подшипников мультипликатора. Температура масла контролируется с помощью термопар на входе в подшипники и на выходе из корпуса блока подшипников. Принудительный подогрев масла отсутствует. Очистка масла производится с помощью 10-микронного фильтра. Для смазки подшипников предполагается применять синтетическую углеводородную смазку Turbonicoil 210A или ИПМ-10.

Корпус подшипников 8 обдувается воздухом, поступающим через штуцер 6. Подаваемый воздух позволяет дополнительно охлаждать или нагревать подшипники. Есть возможность контролировать тепловой поток от подшипников через корпус блока подшипников по разности температур входящего и выходящего воздуха. Контроль температуры осуществляется термопарами. Воздушная система обдува корпуса подшипников независима от системы создания радиальной нагрузки.

Температура наружных колец подшипников контролируется с помощью термопар 11.

Контроль частоты вращения вала установки производится с помощью индуктивного датчика 17. Два дополнительных индуктивных датчика 16 позволяют фиксировать колебания вала.

Блок испытываемых подшипников установлен в корпусе 1 роликовых подшипниках 5, что позволяет непосредственно измерять момент сопротивления в паре исследуемых подшипников. Фиксаторы 15 предотвращают осевое перемещение наружных колец подшипников.

Привод блока испытываемых подшипников осуществляется от электродвигателя 1 через мультипликатор 2 (рис. 3). Достигаемая частота враще-

ния – до 40000 об/мин.

Таким образом, разработанная установка позволяет производить испытания радиально-упорных подшипников качения при наличии радиальной и осевой нагрузки, внешнем охлаждении или подогреве.

В процессе испытаний производится контроль и измерения:

- температуры наружного кольца подшипника;
- температуры масла на входе и выходе из подшипников;
- температуры воздуха на входе и выходе из установки;
- момента сопротивления вращения для пары подшипников;
- расхода масла через подшипники.

Проведение сравнительных испытаний гибридных подшипников и обычных серийных авиационных подшипников с металлическими шариками предусматривает решение следующих задач:

- определение тепловыделения в подшипниках при одинаковых условиях работы (нагрузка, смазка, температура окружающей среды) за счет определения температуры наружных колец подшипников;
- определение степени износа подшипников при одинаковых условиях работы в течение срока, равного назначенному сроку службы для серийного авиационного подшипника;
- определение потерь на трение за счет определения момента сопротивления, теплоотвода в масло и через корпус в обдувающий воздух при испытании пары гибридных подшипников и пары обычных подшипников;
- определение оптимальных условий смазывания, обеспечивающих минимальные потери на трение и оптимальное охлаждение гибридных подшипников;

- создание рекомендаций по целесообразности применения гибридных подшипников;
- создание рекомендаций по применению гибридных подшипников, а именно: методики определения оптимального расхода смазки, оптимального радиального зазора подшипника (исходя из тепловых условий и учета особых физико-механических свойств материалов подшипника).

Литература

1. Пинегин С.В., Орлов А.В., Табачников Ю.Б. Прецизионные опоры качения и опоры с газовой смазкой: Справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 216 с.
2. Wang L., Snidle R.W. and Gu L. Rolling Contact Silicon Nitride Bearing Technology: A Review of Recent Research // *Wear*. – 2000. – № 246. – P. 159-173.
3. Chao L.Y., Shetty D.K., Adair J.H. and Mecholsky, J.J. Jr. Development of Silicon Nitride for Rolling-Contact Applications: A Review // *Jour. Materials Education*. – 1997. – № 17. – P. 245-303.
4. Редклиф Вэлори. Характеристики быстрогоходного упорного шарикового подшипника с шариками из нитрида кремния // *Проблемы трения и смазки*. – 1976. – № 4. – С. 75-87.
5. Specialty Products Catalog, The Barden Corporation [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.bardenbearings.com/PDF%20CD/USSPECIA.PDF>.
6. Erwin V. Zaretsky, Brian L. Vlcek, and Robert C. Hendricks. Effect of Silicon Nitride Balls and Rollers

on Rolling Bearing Life. – Technical Memorandum NASA/TM-2005-213061, NASA, Cleveland, Ohio. – 2005. – 30 p.

7. Сайт фирмы Boca Bearing [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.bocabearings.com>.

8. Зарицкий Е.И. Керамические подшипники для газотурбинных двигателей // *Современное машиностроение*. – Сер. А. – 1989. – № 1. – С. 149-159.

9. Новости сайта фирмы «Евротрейд» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.eurotrade-moscow.ru/news_view.phtml?id=6.

10. Паркер Дж., Зарецкий Е.И. Усталостная прочность высокоскоростных шариковых подшипников с шариками из нитрида кремния // *Проблемы трения и смазки*. – 1975. – № 3. – С. 11-20.

11. Gibson H.G. An Evolution of Bearings Operating in a Cryogenic Environment with Silicon Nitride Rolling Element. – Technical Memorandum NASA/TM-103524, NASA, Marshall Space Center, Alabama. – 1991. – 20 p.

12. Jett T., Hall P., and Thom R.. Evaluation of Bearing Configuration Using the Single Bearing Tester in Liquid Nitrogen. – Technical Memorandum NASA/TM-103527, NASA, Marshall Space Center, Alabama. – 1991. – 85 p.

Поступила в редакцию 26.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Олейник, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 629.78.064.5

К.В. БЕЗРУЧКО, А.О. ДАВИДОВ, С.В. СИНЧЕНКО, С.В. ШИРИНСКИЙ

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

АНАЛИЗ ПРИЧИН СНИЖЕНИЯ РЕСУРСА ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКИХ АККУМУЛЯТОРОВ ЭНЕРГОУСТАНОВОК РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ

В настоящее время у специалистов в области ракетно-космической техники, отмечается большой интерес к вопросам продления сроков эксплуатации и ресурса существующих и разрабатываемых энергоустановок ракетно-космических комплексов. В данной статье рассматриваются вопросы обеспечения ресурса электрохимических аккумуляторов, как составных частей энергоустановок ракетно-космической техники. Рассмотрены особенности различных режимов эксплуатации электрохимических аккумуляторов. Проведен обзор и анализ причин ухудшения характеристик и снижения ресурса электрохимических аккумуляторов, рассмотрены основные процессы, приводящие к деградации характеристик электрохимических аккумуляторов энергоустановок ракетно-космических комплексов.

электрохимический аккумулятор, ресурс, энергоустановка, ракетно-космический комплекс, деградация

Введение

В настоящее время накопилось большое количество электрохимических аккумуляторов (АК), исчерпавших свой гарантированный ресурс. Анализируя современное научно-техническое развитие электрохимических накопителей энергии [1 – 5], отметим, что в настоящее время при эксплуатации электрохимических АК энергоустановок (ЭУ) ракетно-космической техники (РКТ) не решены вопросы создания и применения эффективных методов и средств определения ресурса АК, используемых в составе ЭУ РКТ. Слабо развиты также вопросы предотвращения большинства деградационных факторов, воздействующих на АК ЭУ РКТ. Таким образом, актуальна задача создания эффективных методов и средств определения ресурса электрохимических АК ЭУ РКТ. Поэтому поиск и анализ причин деградации АК также актуальны и требуют четкой систематизации и формулирования основных путей определения возможности эксплуатации АК после истечения их гарантированного ресурса.

В ЭУ большинства современных РКК применяются химические батареи (БХ) на основе никель-кадмиевых (НК) АК (табл. 1, 2). В большинстве слу-

чаев циклирование АК является наиболее часто употребляемым режимом их эксплуатации на космическом аппарате [1, 2].

Таблица 1

Основные ресурсные параметры
электрохимических батарей некоторых
ракетно-космических летательных аппаратов

Ракетный комплекс	Срок (гарант./факт.), лет	Тип БХ
МР-УР100	10 / 8	27НКМ-10СБ, 27НКП-90
Р-36МУТТХ	15 / 8	6НКГ-200, 21КНП-3,5
МР-УО100УТТХ	10,5 / 14	27НКМ-10СБ, 27НКП-90
Р-36 М2 «Воевода»	15 / 17	27НКП-90, 27НКП-90
РТ-23УТТХ «Молодец»	15 / 10	27НКП-90

Таблица 2

Основные ресурсные параметры
электрохимических АК и батарей некоторых
современных космических аппаратов

Тип КА	Срок службы, лет, (расч./факт.)	Тип БХ
АУОС-СМ	1/3	22 НКГ-110 КА
АУОС-3	0,5/1,5	22 НКГ-30 СА
Океан-О1	1,5/3	22 НКГ-45 СА
Океан-О	1,5/3	22 НКГ-120 СА
Сич-1	1/7	23НКГ-30С
Сич-1М	3/-	22НКГ-110КА
Либідь	10/-	28НВА-70
МС-1 «Микрон»	3/-	22 НКГ-4 СК
МС-2-8	3/-	22НКГ-8СКА
Egyptsat -1	3/-	22НКГ-12СКА

Достаточно широкое распространение получило также использование АК в дежурном режиме, когда заряженные АК большую часть времени хранятся в заряженном состоянии или их заряженность поддерживается небольшим током подзаряда, который компенсирует саморазряд АК и небольшое снятие емкости при кратковременных подключениях БХ к нагрузке.

Ресурс электрохимических АК характеризуется сроком эксплуатации в составе ЭУ КА (циклический режим) и сроком длительной готовности к работе в заряженном состоянии на ракетных ЛА (дежурный режим). Также ресурс АК определяется конструкцией и условиями эксплуатации. Если конкретный тип АК не имеет явных конструктивных недостатков, то определяющим фактором являются условия эксплуатации.

Задача определения причин снижения ресурса и сроков эксплуатации АК требует тщательного изучения и анализа деградационных процессов, протекающих в АК.

Анализ деградационных процессов никель-кадмиевых аккумуляторов

Результаты исследований показали, что основные процессы ухудшения характеристик НК АК можно представить в виде схемы (рис. 1).



Рис. 1. Причины ухудшения характеристик НК АК

Рассмотрим указанные выше процессы, приводящие к деградации аккумуляторов при их эксплуатации.

1. Ухудшение характеристик, вызванное протеканием различных процессов в электролите

Образование карбонатов. Понижение емкости и увеличение внутреннего сопротивления может быть следствием загрязнения электролита карбонатами. Карбонаты образуются в электролите в результате поглощения углекислоты из газового объема или окисления графита. [3 – 4].

Понижение уровня электролита. При работе НК АК, особенно при повышенных температурах, возможно частичное испарение или перераспределение электролита в блоке электродов. В результате этого происходит, во-первых, увеличение плотности электролита, во-вторых, обнажение части пластин, в-третьих, высыхание сепараторов, что приводит к снижению емкости АК и росту его внутреннего сопротивления.

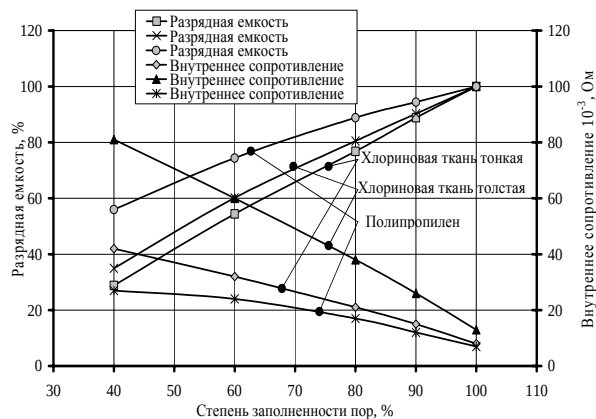


Рис. 2. Зависимость сопротивления и емкости АК от степени заполнения пор блока электролитом

Накопление вредных примесей в электролите.

В результате протекания различных процессов в электролите НК АК происходит накопление веществ, оказывающих вредное действие на работу АК. К их числу относятся, например, нитриты, способствующие усилению саморазряда, хлор, аммиак, металлы. Вредное влияние на работу окисно-никелевого электрода (ОНЭ) АК оказывают примеси

соединений железа, магния, кремния, алюминия, цинка, а также хлор, аммиак и органические вещества. Наблюдается резкое снижение емкости, когда гидроксиды указанных металлов осаждаются на зернах активной массы ОНЭ.

2. Ухудшение характеристик, вызванное протеканием различных процессов в электродах

Механические потери активной массы. Из-за большого числа зарядно-разрядных циклов либо в результате неаккуратного обращения с никель-кадмиевыми аккумуляторами может происходить осыпание активной массы, в результате чего происходит необратимое падение емкости аккумулятора.

Окисление графита. В НК АК под действием кислорода воздуха или кислорода выделяющего при токообразующих реакциях возможно частичное окисление графита, который добавляется в активную массу для улучшения электропроводности. В результате окисления графита увеличивается активное сопротивление электродов и, как следствие, возрастает внутреннее сопротивление АК.

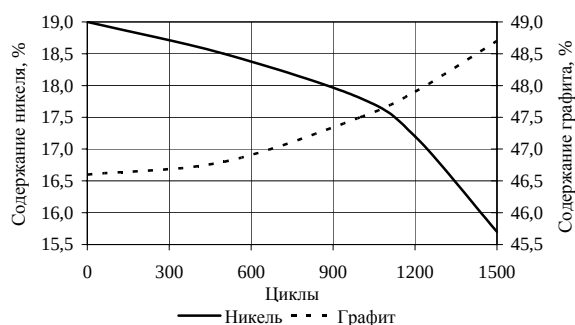


Рис. 3. Изменение содержания никеля и графита в анодных массах с увеличением числа циклов

Образование интерметаллидов. Под действием электролита и в результате токообразующих реакций в никель-кадмиевых аккумуляторах происходит постепенный переход кадмия и железа, содержащихся в кадмиевом электроде, в раствор. Далее, в результате диффузии данные ионы достигают ОНЭ и вступают в реакцию с никелем с образованием интерметаллических соединений. Полученные со-

единения не участвуют в токообразующих реакциях, а, следовательно, уменьшается количество активной массы, участвующей в реакциях. В результате чего происходит падение емкости АК.

Увеличение кристаллов и зерен кристаллов активной массы. При зарядно-разрядном циклировании АК происходит постепенное укрупнение зерен кристаллов активной массы ОНЭ. Этот процесс ведет, во-первых, к росту внутреннего сопротивления АК (в результате уменьшения скорости токообразующей реакции на ОНЭ), во-вторых, к уменьшению коэффициента использования активной массы (в результате роста зерен все большее количество активной массы оказывается незаряженным).

Прорастание сепаратора. Отдельные АК после длительного хранения могут иметь э.д.с., равную нулю из-за повышенного саморазряда за счет образования в отдельных элементах закорачивающих мостиков между разноименными электродами.

Изменение вторичной структуры активной массы. При перезаряде никель-кадмиевых АК образуется γ -фаза гидроксида никеля, имеющая больший объем. Заряд γ -NiOOH протекает с меньшей эффективностью, а коэффициент использования по току ниже, чем у β -формы.

В результате увеличения объема электрода происходит деформация корпуса АК и возможно разрушение или повреждение сепаратора.

Пассивация кадмиевого электрода. Кадмиевые электроды даже при непродолжительном хранении в окислительной атмосфере могут приобретать высокий положительный потенциал, обусловленный накоплением окислов кадмия. Затруднения в процессе катодного восстановления окислов кадмия на глубоко окисленном ламельном электроде, выражающиеся в сдвиге начального зарядного потенциала в сторону отрицательных значений, объясняются понижением электропроводности активной массы вследствие накопления окислов в электроде. Все это приводит к росту внутреннего сопротивления и уменьшению емкости АК.

3. Ухудшение характеристик, вызванное нарушением условий эксплуатации и обслуживания АК и БХ

Переполюсовка АК в батарее. В случае попадания в последовательно включенную цепь АК одного элемента, имеющего несколько заниженную емкость, при разряде батареи он может разрядиться до нуля, что при дальнейшем разряде батареи, приведет к переполюсовке этого АК, которая сопровождается интенсивным газовыделением на электродах.

В случае негерметичного АК переполюсовка одного из них приведет только к некоторому снижению разрядного напряжения батареи. Переполюсовка герметичного АК ведет к резкому повышению давления внутри сосуда, его деформации, разрыву сварных швов и выходу батареи из строя.

Нарушения, допущенные при заряде АК. Превышение рекомендуемых значений силы зарядного тока, равно как и значительное увеличение длительности заряда, может явиться причиной чрезмерного увеличения давления, которое приведет к деформации и разрыву корпуса герметичных АК. Если зарядный ток превышает указанную в инструкции величину, необходимо ограничить время пребывания АК под током, так как длительный перезаряд может привести к разогреву АК и появлению так называемого «теплого разгона». Последний выражается в постепенном снижении внутреннего сопротивления АК с повышением температуры и связанного с этим увеличением зарядного тока. При этом зарядный ток достигает величины, приводящей к выходу АК из строя. Увеличение зарядного напряжения может привести в ряде случаев к постоянному накоплению водорода в АК, дополнительной деформации сосуда и разрывам сварного шва.

Характер изменения давления в процессе заряда и разряда представлен на рис. 4.

Не допустимым является и систематический перезаряд. Так как длительные перезаряды приводят к значительному перегреву АК, что неблагоприятно сказывается на его емкостных характеристиках и

сроке службы. Негативными являются систематические ускоренные заряды, которые сокращают срок службы НК АК примерно в 1,5 – 2 раза.

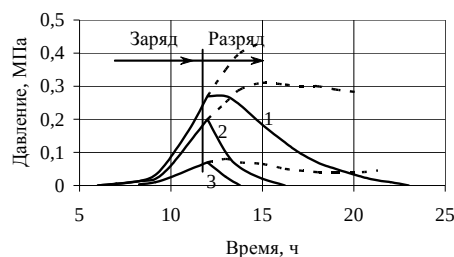


Рис. 4. Изменение давления при циклировании герметичных АК ($I_{зар}=I_{разр}=0,1C$):
1 – типа КНГК; 2 – без угольного электрода;
3 – типа КНГ

Нарушения, допущенные при разряде АК. При повышении тока разряда заметно уменьшается емкость, отдаваемая АК, и несколько снижается среднее разрядное напряжение (рис. 5).

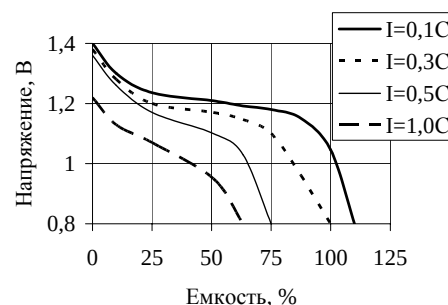


Рис. 5. Разрядные кривые малогабаритных аккумуляторов при различной силе тока и температуре +20 °С

Нарушение температурного режима эксплуатации АК. При низких температурах емкость АК понижается, как это видно из приведенного ниже графика (рис. 6). Такое падение объясняется как увеличением сопротивления электролита, так и отрицательного электрода. Такое падение представляет собой временное явление. После отогрева АК вновь способны отдавать номинальную емкость, но повышение температуры выше 40–50 °С вызывает аналогичное временное снижение емкости из-за увеличения скорости побочных реакций.

Увеличение температуры заряда до 35 °С приводит к значительному недозаряду АК, снижению срока службы и, при температуре более +50 °С,

к повышению вероятности коротких замыканий из-за разрушения пластмассовых деталей (сепарация, изоляционные и уплотняющие прокладки).

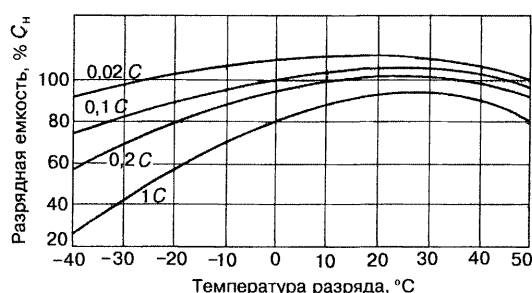


Рис. 6. Разрядная емкость герметичного НК АК при различных режимах и условиях разряда

Падение емкости в результате процессов происходящих при хранении АК. Длительное хранение сопровождается некоторым увеличением внутреннего сопротивления АК. Следует отметить, что пассивация активных масс в процессе хранения ведет к снижению скорости газопоглощения на электродах, вследствие чего происходит заметное увеличение давления внутри АК при проведении первого после хранения заряда. В случае герметичных АК такое повышение давления может привести к деформации сосудов.

Саморазряд – это самопроизвольная потеря емкости при хранении в заряженном состоянии. На рис. 7 приведена кривая саморазряда НК АК при комнатной температуре.

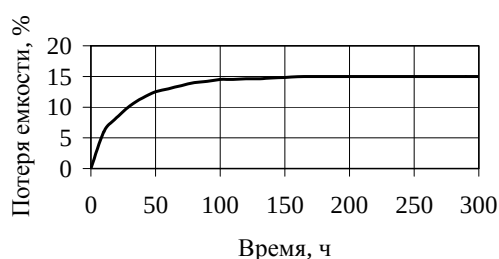


Рис. 7. Типичная кривая саморазряда НК аккумулятора

Саморазряд ОНЭ обусловлен двумя основными причинами: протеканием на поверхности активного материала анодного процесса выделения кислорода и окислением металла электродной основы высшими гидроксидами никеля.

Заключение

Приведенный выше анализ причин ухудшения характеристик АК, которые возникают при эксплуатации ЭУ РКК, показал, что:

- а) электрохимические АК, как составляющие части ЭУ, в значительной степени влияют на работоспособность и длительность эксплуатации всей ЭУ РКК;
- б) на ресурс АК большое влияние оказывают деградиационные процессы, которые неизбежно протекают во всех АК.

Объективная причина уменьшения ресурса ЭУ заключается в деградации АК, которая свойственна всем ЭУ РКК. Для решения задачи увеличения ресурса электрохимических АК необходимо определить ряд мероприятий, которые позволяют уменьшить влияние деградиационных процессов протекающих в АК, применяющихся в составе ЭУ РКК.

Литература

1. Ракеты и космические аппараты конструкторского бюро «Южное» / Под ред. С.Н. Конюхова. – Днепропетровск., КолорГраф», 2001. – 240 с.
2. Солнечные энергосистемы космических аппаратов. Физическое и математическое моделирование / К.В. Безручко, Н.В. Белан, Д.Г. Белов и др. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2000. – 515 с.
3. Багоцкий В.С. Основы электрохимии. – М.: Химия, 1988. – 400 с.
4. Таганова А.А., Бубнов Ю.И., Орлов С.Б. Герметичные химические источники тока: Элементы и аккумуляторы: Справочник.–СПБ.: Химиздат, 2005. – 264 с.
5. Пути продления ресурса электрохимических накопителей энергии, применяемых в ракетно-космической технике / К.В. Безручко, С.В. Губин и др. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005.– № 7 (23).– С. 228-242.

Поступила в редакцию 31.05.2008

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. А.В. Бастеев, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 621.165:621.438:621.65.03

В.Ф. ШАТОХИН, С.Д. ЦИММЕРМАН*ОАО «Калужский турбинный завод», Россия***ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ РАЗВИТИЯ ОБКАТА
ПОСЛЕ МГНОВЕННОЙ РАЗБАЛАНСИРОВКИ РОТОРА**

Предполагается, что для обката (качения) ротора по статору существенное значение имеют кинематические характеристики, которые ротор приобрёл при его движении в зазоре, после какого либо воздействия (внешнего импульсного воздействия, мгновенной разбалансировки и т.п.). На примере однодискового ротора рассмотрено движение ротора в зазоре при различных величинах разбалансировки и динамических характеристиках ротора. Показаны условия возникновения обката, силы, возникающие в точке контакта ротора и статора, и изменение кинематических характеристик за время ударного взаимодействия. Полученные результаты позволяют сделать вывод, что после мгновенной разбалансировки к моменту соприкосновения ротора со статором угловая скорость вращения ротора вокруг центра расточки статора сопоставима с угловой скоростью вращения ротора. При больших коэффициентах трения $f > 0,2$ время выхода на обкат τ мало зависит от степени отстройки от резонанса. В эксплуатации отмечен случай выхода на обкат (см. предыдущий доклад авторов), ротора, когда скорость его вращения была значительно удалена от резонанса, а другие обстоятельства, способствующие развитию обката, были созданы в процессе неправильной эксплуатации установки

мгновенная разбалансировка, обкат, контакт ротора и статора, кинематические характеристики движения

Введение

Исключить поломки вращающихся элементов валопровода турбоагрегата (ТА) по различным причинам не представляется возможным. Например, по оценкам исследовательского института США EPRI, причиной 73% случаев вынужденных остановов паровых турбин ЭС являлись поломки рабочих лопаток [1]. Мгновенная разбалансировка ротора, связанная с отрывом лопатки или участка диска, приводит к нестационарным колебаниям ротора, соприкосновению вращающегося ротора со статором, а возможно и дальнейшему развитию аварии. Нестационарные колебания ротора после различного рода воздействий, обкат (качение) ротора по статору рассматривались многими авторами при разных способах представления этого достаточно сложного явления (см. список литературы в [2 – 4]). Опыты с вращающимся диском показывают, что с момента контакта с неподвижной поверхностью диск успокаивается, прежде чем начинается качение. Очевидцы

аварий ТА с катастрофическими последствиями [3] утверждают, что после ощутимого удара, на какое то мгновение, ТА затихает с последующим развитием процесса обката, и в худшем случае, вплоть до разрушения ТА.

В [5] приведен алгоритм расчёта нестационарных колебаний ротора в пределах зазора для достаточно сложной схематизации ротора на упруго-инерционных опорах с демпфированием, представлены результаты расчётов кинематических и силовых факторов при отсутствии контакта ротора со статором. Здесь для оценки порядка сил, возникающих после контакта ротора со статором в случае мгновенной разбалансировки величиной ϵ , определены кинематические характеристики движения однодискового ротора в зазоре, условия возникновения качения (обката) при контакте со статором, силы в точке контакта, изменения основных характеристик движения за время τ ударного взаимодействия между ротором и статором.

Постановка задачи

Диск на упругом безинерционном валу (рис. 1, а, б) вращается с угловой скоростью ω . На рис. 1: G – вес диска; g – ускорение свободного падения; ω – рабочая частота вращения ротора; p – собственная частота колебаний ротора; k – жёсткость ротора; f – коэффициент трения скольжения; r – радиус диска (вала); δ – зазор между ротором и статором; t – время; ε – величина разбалансировки; α – отношение рабочей частоты вращения к собственной частоте ротора; $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ – положение точки контакта, угловая скорость (ускорение) при движении диска вокруг центра расточки статора; T, N – сила трения, сила нормального давления в точке контакта; τ – время ударного взаимодействия; $I = 1/2 \cdot m \cdot r^2$ – момент инерции диска относительно собственной оси; $I_0 = I + m \cdot \delta^2$ – момент инерции диска относительно оси расточки статора.

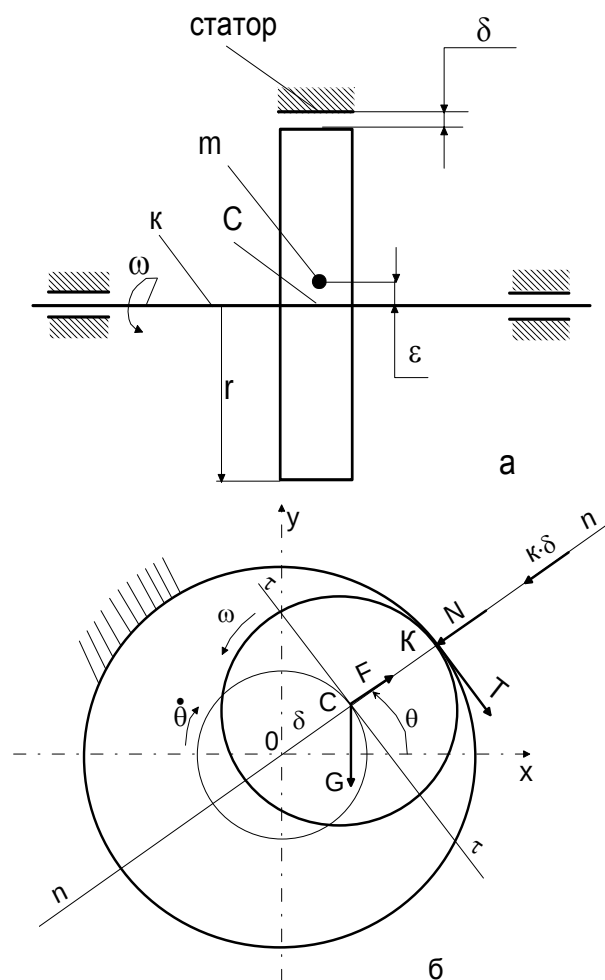


Рис. 1. Расчетная схема:
а – ротор; б – схема контакта ротора со статором

Время торможения ротора в момент контакта принято за время τ ударного взаимодействия между ротором и статором, время выхода на обкат. Величина мгновенной разбалансировки – порядка 0.1% от веса ротора на радиусе 1 м.

Условия, необходимые для развития обката

После мгновенной разбалансировки движение центра масс диска описывается дифференциальными уравнениями (1):

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + kx &= m\omega^2\varepsilon \cos \omega t; \\ m\ddot{y} + ky &= m\omega^2\varepsilon \sin \omega t; \\ \ddot{x} + p^2x &= \omega^2\varepsilon \cos \omega t; \\ \ddot{y} + p^2y &= \omega^2\varepsilon \sin \omega t; \\ p^2 &= \frac{k}{m}; \quad \alpha = \frac{\omega}{p}. \end{aligned} \quad (1)$$

Решение уравнений (1) при начальных условиях: $t = 0; x = 0; y = 0; \dot{x} = 0; \dot{y} = 0$; позволяют получить кинематические характеристики движения ротора непосредственно в момент контакта со статором:

$$\begin{aligned} x &= -\frac{\alpha^2\varepsilon}{1-\alpha^2}(\cos pt - \cos \omega t); \\ y &= -\frac{\alpha^2\varepsilon}{1-\alpha^2}(\alpha \sin pt - \sin \omega t); \\ \dot{x} &= -p \cdot \frac{\alpha^2\varepsilon}{1-\alpha^2}(-\sin pt + \alpha \sin \omega t); \\ \dot{y} &= -p\alpha \frac{\alpha^2\varepsilon}{1-\alpha^2}(\cos pt - \cos \omega t). \end{aligned}$$

В момент контакта: $\left(\delta - \sqrt{x^2 + y^2} = 0 \right)$ дополнительно определяется:

$$\begin{aligned} \theta &= \arctg \frac{x}{y}; \quad \dot{\theta} = \frac{\dot{y}x - \dot{x}y}{x^2 + y^2}; \\ r_C &= \sqrt{x^2 + y^2}; \quad \dot{r}_C = \frac{x\dot{x} + y\dot{y}}{\sqrt{x^2 + y^2}}. \end{aligned}$$

При контакте ротора со статором (рис. 1, б) ротор совершает плоское движение (2):

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= -kx + F \cos \theta - N \cos \theta + T \sin \theta \\ m\ddot{y} &= -ky + F \sin \theta - N \sin \theta - T \cos \theta - G \end{aligned}$$

$$J_0 \ddot{\theta} = -T(r + \delta); \quad (2)$$

$$J \frac{d\omega}{dt} = -T \cdot r; \quad x = \delta \cos \theta;$$

$$y = \delta \sin \theta; \quad F = \dot{\theta}^2 \cdot m \cdot \delta.$$

Учитывая, что:

$$\ddot{x} = \delta(-\cos \theta \cdot (\dot{\theta})^2 - \sin \theta \cdot \ddot{\theta});$$

$$\ddot{y} = \delta(-\sin \theta \cdot (\dot{\theta})^2 + \cos \theta \cdot \ddot{\theta}).^1$$

Из первых двух уравнений системы (2) получим:

$$\ddot{\theta} = -\frac{T}{m \cdot \delta} - \frac{g}{\delta} \cos \theta. \quad (3)$$

Из уравнения равновесия сил на нормаль $n-n$ в точке контакта ротора и статора (рис. 1, б):

$$-N + F - k \cdot \delta - G \cdot \sin \theta = 0;$$

$$N = \dot{\theta}^2 m \delta - k \delta - G \cdot \sin \theta;$$

$$N = G \left(\frac{\delta}{g} \dot{\theta}^2 - \sin \theta \right) - m \delta \cdot p^2. \quad (4)$$

Из третьего уравнения системы (2) и уравнения (3):

$$\ddot{\theta} = -\frac{r + \delta}{J_0} T;$$

$$-\frac{r + \delta}{J_0} T = -\frac{T}{m \delta} - \frac{g}{\delta} \cos \theta;$$

$$T = -\frac{J_0 \cdot m \delta}{J_0 - m \delta(r + \delta)} \cdot \frac{g}{\delta} \cos \theta, \quad (5)$$

где T – сила трения, необходимая для качения диска по статору.

Сила трения T может иметь значение: $0 \leq T \leq f \cdot N$ в зависимости от условий в точке контакта (т.к.). Если $T \geq f \cdot N$ – контакт будет с проскальзыванием.

В общем случае качение возможно при:

$$Nf \geq \frac{J_0 \cdot m \delta}{J_0 - m \delta(r + \delta)} \cdot \frac{g}{\delta} \cos \theta. \quad (6)$$

В предположении: $T = T_{\max} = f \cdot N$ в начальный

момент контакта из уравнений 3, 4 системы (2) и уравнения (3):

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} \left(\frac{J_0}{m \delta} - (2r + \delta) \right) \cdot T + \frac{J_0 g}{J \delta} \cos \theta.$$

В момент контакта $t = t_n$; $\omega_n = 314$ рад/с.

$\dot{\theta}_n = \dot{\theta}$, $\theta_n = \theta$ – определяются решением уравнений (1) для момента выборки зазора.

По истечении времени ударного взаимодействия ротора и статора (времени выхода на обкат):

$$t = t_k; \quad \omega_k = 0;$$

$$\int_{\omega_n}^{\omega_k} d\omega = \int_{t_n}^{t_k} S dt; \quad \omega_k - \omega_n = S(t_k - t_n);$$

$$\tau = (\omega_k - \omega_n) / S, \quad (7)$$

$$\text{где } S = \frac{1}{J} \left(\frac{J_0}{m \delta} - (2r + \delta) \right) \cdot T + \frac{J_0 \cdot g}{J \cdot \delta} \cos \theta;$$

$\tau = t_k - t_n$ – время ударного взаимодействия (времени выхода на обкат);

$$\kappa_t = \frac{N \cdot f}{T} \text{ – коэффициент запаса трения;}$$

$$\kappa_G = \frac{N}{G} \text{ – коэффициент нагрузки на статор в}$$

момент контакта.

В момент контакта ударный импульс определяется силой $T = f \cdot N$, силой N и временем ударного взаимодействия (τ).

Для тела, совершающего плоское движение, по теореме об изменении движения центра масс при ударе [7]:

$$m(\dot{x}_k - \dot{x}_n) = \sum S_{\kappa x}^{(e)} = \int_0^{\tau} T_x d\tau + \int_0^{\tau} N_x d\tau;$$

$$m(\dot{y}_k - \dot{y}_n) = \sum S_{\kappa y}^{(e)} = \int_0^{\tau} T_y d\tau + \int_0^{\tau} N_y d\tau;$$

$$J(\omega_k - \omega_n) + J_0(\dot{\theta}_k - \dot{\theta}_n) = - \int_0^{\tau} T(r + \delta) d\tau;$$

где

$$T_x = T \sin \theta = f \cdot N \sin \theta;$$

$$T_y = -T \cos \theta = -f \cdot N \cos \theta;$$

¹ Уравнения (2) в момент контакта записаны для $\varepsilon = 0$ ротора.

$$N_x = -N \cdot \cos \theta;$$

$$N_y = -N \cdot \sin \theta;$$

$$\omega_n = 314 \text{ рад/с};$$

$$\omega_k = 0,$$

тогда

$$\dot{x}_k - \dot{x}_n = \frac{1}{m} \left[\int_0^{\tau} f \cdot N \sin \theta \cdot d\tau - \int_0^{\tau} N \cos \theta \cdot d\tau \right];$$

$$\dot{y}_k - \dot{y}_n = \frac{1}{m} \left[-\int_0^{\tau} f \cdot N \cos \theta \cdot d\tau - \int_0^{\tau} N \sin \theta \cdot d\tau \right];$$

$$\dot{\theta}_k - \dot{\theta}_n = \frac{1}{J_0} \left[-J(\omega_k - \omega_H) - \int_0^{\tau} T \cdot d\tau \cdot (r + \delta) \right];$$

$$\dot{x}_k - \dot{x}_n = \Delta \dot{x}; \dot{y}_k - \dot{y}_n = \Delta \dot{y}; \dot{\theta}_k - \dot{\theta}_n = \Delta \dot{\theta};$$

$\Delta \dot{x}, \Delta \dot{y}, \Delta \dot{\theta}$ – изменение линейных скоростей и угловой скорости обката за время удара.

По приведённому алгоритму составлена программа расчёта для П.К., позволяющая выполнить оценку условий, возникающих после мгновенной разбалансировки ротора.

Пример: Для ротора $G = 10$ т, вращающегося с угловой скоростью:

$$\omega = 314 \text{ рад/с};$$

$$\alpha = 0,75 \div 1,25;$$

$$f = 0,25 \div 0,05;$$

$$r = 0,22 \text{ м};$$

$$\varepsilon = (0,7 \div 1,5) 10^{-3} \text{ м};$$

$$\delta = 0,0025 \text{ м}$$

при условии контакта по диафрагменным уплотнениям получены (таблица) основные кинематические и силовые характеристики в момент контакта. Варианты с $\kappa_t < 1$ указывают на контакт с проскальзыванием.

Время движения в зазоре Δt , как и время выхода на обкат τ считаются важным качественным фактором развития нестационарных колебаний ротора, так как эти показатели будут определять время дей-

ствия сил сопротивления, препятствующих развитию колебаний.

Основные результаты расчётов представлены ниже в таблице и на рис. 2, 3.

За короткий промежуток времени ударного взаимодействия ротора со статором (доли секунды) угловая скорость вращения ротора вокруг центра расточки статора возрастает более чем в 2 раза. Значения Δt , τ зависят как от величины разбалансировки ротора, так и от близости рабочей скорости к собственной частоте колебаний ротора (табл. 1, рис. 2, 3).

При больших коэффициентах трения $f > 0,2$ время выхода на обкат τ мало зависит от степени отстройки от резонанса.

Полученные результаты показывают возможность развития явления обката при разбалансировках более 0,1% G на радиусе 1 м и коэффициентах трения стали по стали.

Выводы

1. Время развития процесса нестационарных колебаний ротора в зазоре до соприкосновения со статором уменьшается с увеличением разбалансировки. Например, при относительно малой величине разбалансировки 0,07% G и отстройке от резонанса действие веса ротора приводит к хаотической траектории движения.

2. В момент соприкосновения ротора со статором угловая скорость вращения ротора вокруг центра расточки статора сопоставима с угловой скоростью вращения ротора.

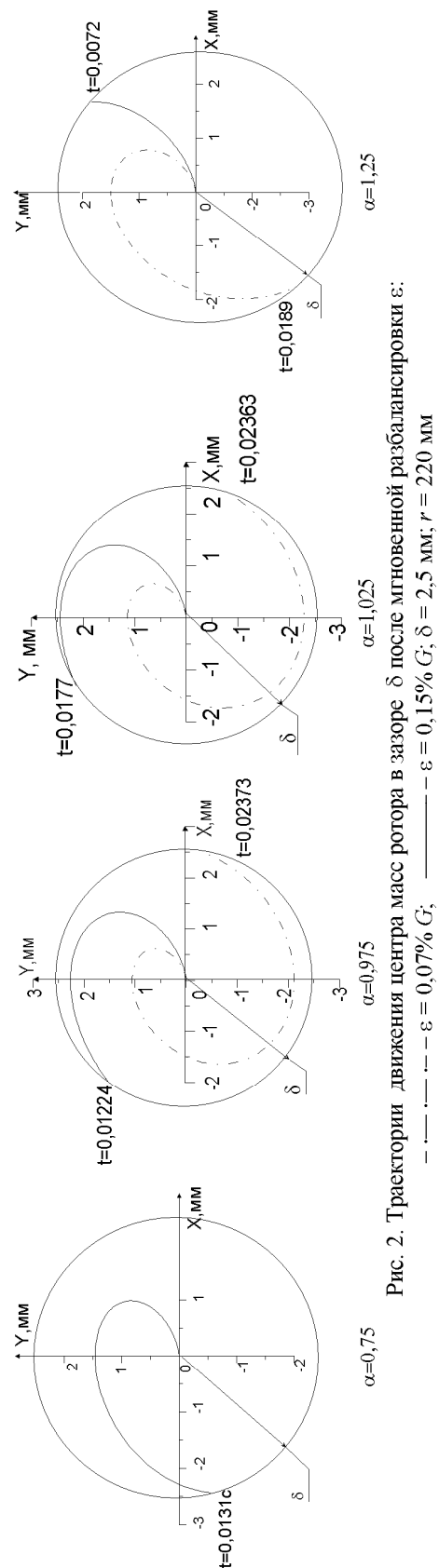
3. В доли секунды за время ударного взаимодействия ротора и статора (до начала обката) угловая скорость движения ротора вокруг центра расточки статора возрастает более чем в 2 раза.

4. Время выхода на обкат после соприкосновения ротора и статора уменьшается с увеличением коэффициента трения скольжения в месте контакта,

Результаты расчёта основных кинематических характеристик движения ротора в момент контакта со статором и за время ударного взаимодействия

Таблица 1

$r = 220 \text{ мм} - \text{радиус контакта;}$												
$\omega = 314 \text{ рад/с}$												
(ротор жесткий $\alpha < 1$)												
Зазор, δ	Коэффициент трения, f	$\alpha = \omega / p$	Мгновенная разбалансировка, ε	Угол контакта, θ	Угловая скорость, $\dot{\theta}$	Коэффициенты		Время движения в зазоре, Δt	Время ударного взаимодействия, τ	$\Delta \dot{x}$	$\Delta \dot{y}$	Угловая скорость в конце удара, $\dot{\theta}$
						Запас трения, κ_T	Нагрузка, κ_G					
2,5	0,15	0,75	0,07	1,465	399,6	4,84	3,47	7,95	0,217	6,5	3,6	712
			0,15	1,351	291,8	3,92	23,95	0,073	0,025	1,14	5,74	606
		0,975	0,07	1,465	328,5	2,9	2,07	0,024	0,17	0,68	3,4	643
			0,15	0,897	396,6	3,03	14,4	0,012	0,03	2,7	3,2	711
		0,75	0,07	1,083	399,6	1,62	3,47	7,95	0,114	3,4	1,9	713
			0,15	1,351	291,8	1,31	23,95	0,073	0,086	4,4	19,8	606
	0,05	0,975	0,07	1,465	328,6	0,96	←	←	←	←	←	←
			0,15	0,897	396,7	1,01	14,4	0,012	0,061	5,4	6,7	710,8
		1,025	0,07	1,465	343,9	9,97	7,13	0,0236	0,056	1,66	3,56	658,5
			0,15	0,474	383,2	2,61	14,01	0,0117	0,028	3,35	1,86	702,1
			0,07	1,465	236	3,64	2,6	0,0189	0,237	4,2	4,4	548,6
			0,15	0,735	143,6	2,18	11,5	0,0072	0,0885	7,26	6,86	459,6
	0,05	1,025	0,07	0,1465	343,9	3,32	7,13	0,0236	0,108	3,05	6,9	657,9
			0,15	0,5307	383,2	0,87	←	←	←	←	←	←
	1,25	1,25	0,07	0,1465	236	1,21	2,6	0,0189	0,137	2,5	2,47	549,8
			0,15	0,735	143,6	0,728	←	←	←	←	←	←
← контакт с проскальзыванием												



приближением к резонансу, увеличением разбалансировки и имеет порядок десятых и сотых долей секунды, что составляет $\sim(5 - 0,5)$ оборотов ротора. При больших коэффициентах трения $f > 0,2$ время выхода на обкат τ мало зависит от степени отстройки от резонанса.

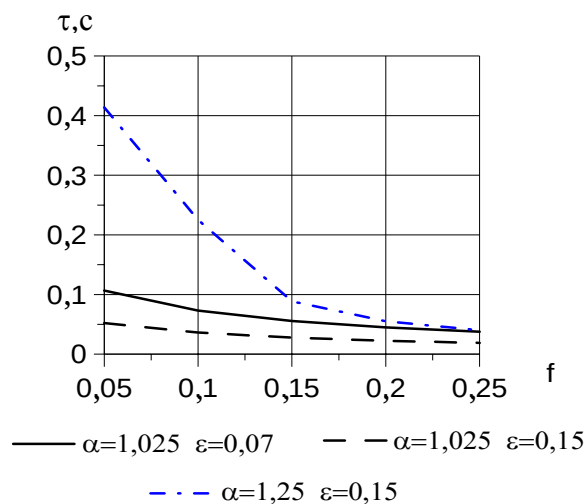


Рис. 3. Зависимость времени выхода на обкат τ от коэффициента трения скольжения f

Литература

1. Коррозионная усталость рабочих лопаток / М.А. Вирченко, Е.Б. Левченко, Б.А. Аркадьев и др. // Энергетика. – 1997. – № 6. – С. 32-36.
2. Щегляев А. В., Костюк А.Г. Действие внезапной разбалансировки на ротор турбогенератора // Теплоэнергетика. – 1969. – № 8. – С. 5-10.
3. Шатохин В.Ф. Циммерман С.Д. Разработка системы предотвращения катастроф агрегатов. Часть 1. Анализ катастрофических аварий и постановка задачи // Авиационно-космическая техника и технологии. – 2005. – 10/26. – С. 19-31.
4. Шатохин В.Ф. Некоторые предложения по предотвращению катастроф, связанных с разрушением турбоагрегатов // Вестник машиностроения. – 2007. – № 6. – С. 25-31.
5. Шатохин В.Ф. Циммерман С.Д. Колебания ротора турбоагрегата при нестационарном кинематическом воздействии. Метод расчёта // Авиационно-космическая техника и технологии. – 2006. – 8/34. – С. 57-68.
6. Артоболевский И.И., Костицин В.Т., Раевский Н.П. Об одном состоянии вала, вращающегося в подшипнике без смазки с зазором // Изв. Академии наук СССР, отделение технических наук. – 1949. – № 2. – С. 168-173.
7. Курс теоретической механики / В.В. Доброданов и др. – М.: Высш. шк., 1966. – 624 с.

Поступила в редакцию 6. 05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.Л. Лукашенко, Калужский филиал Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, Калуга, Россия.

УДК 62-755

А.Н. ГОРБЕНКО*Керченский государственный морской технологический университет, Украина*

ИЗМЕНЕНИЕ ГРАНИЦЫ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОБАЛАНСИРОВКИ РОТОРА ШАРАМИ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

В работе изучается взаимосвязь между наибольшей критической скоростью вращения роторной системы с автобалансиrom и текущим дисбалансом ротора, изменяющимся во время эксплуатации. Установлены закономерности и диапазоны возможных значений геометрических параметров, характеризующих автобалансирующие положения шаров. Показано, что при неизменном дисбалансе граница устойчивости может быть различной в зависимости от геометрии расположения шаров. Кроме того, возможно аномальное повышение остаточной вибрации и снижение эффективности автобалансировки при относительно невысоком дисбалансе ротора.

ротор, вибрация, автобалансиr, дисбаланс, устойчивость автобалансировки, граница устойчивости

1. Постановка проблемы. Анализ существующих публикаций. Цель работы

Для снижения вибрации роторных машин находят применение автобалансирующие устройства (АБУ) пассивного типа (см. например [1 – 5]). Одним из их достоинств является возможность автоматического устранения дисбаланса ротора, изменяющегося в процессе эксплуатации. Согласно инженерной теории АБУ [1, 2] для однодискового ротора в зоне устойчивости реализуется идеальная автобалансировка, при которой компенсирующие массы (КМ) – шары или маятники – занимают неподвижные положения относительно диска и поперечные колебания ротора отсутствуют. При этом получается, что эффективность автобалансировки и граница ее устойчивости не зависят от величины текущего дисбаланса ротора (в пределах емкости АБУ).

В действительности в режиме автобалансировки всегда имеется некоторая ненулевая остаточная вибрация ротора, уровень которой в существенной мере зависит от текущего дисбаланса [3, 4]. Известно, что в процессе эксплуатации происходит постоянный рост неуравновешенности ротора [5]. Это приводит к постепенному увеличению остаточной вибрации ротора и нижней границы устойчивости (т.е. наибольшей критической скорости вращения

системы «ротор – АБУ»).

Практически важно при проектировании автобалансира выбрать такие его параметры, при которых обеспечивается достаточно низкий уровень вибрации машины в течение заданного периода эксплуатации. Косвенным показателем вибрации ротора с АБУ может служить запас устойчивости автобалансировки по частоте вращения. В связи с этим представляется актуальным выявление взаимосвязи между наибольшей критической скоростью вращения роторной системы и текущим дисбалансом. Анализ литературных источников показывает, что данный вопрос лишь частично изучался в работах [4, 3].

Цель работы – анализ характера изменения границы устойчивости автобалансировки в процессе эксплуатационного роста дисбаланса однодискового ротора с многомассовым АБУ.

2. Физическая модель. Безразмерные параметры

Рассмотрим однодисковый ротор на двух изотропных опорах. Статически неуравновешенный диск ротора расположен посередине между опорами и совершает плоское движение. В плоскости диска расположен автобалансиr с компенсирующими массами в виде шариков или маятников (рис. 1). Непо-

средственный контакт между КМ отсутствует.

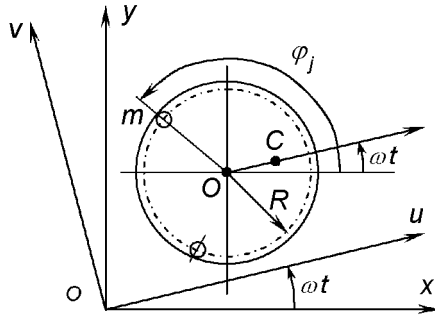


Рис. 1. Механическая система «ротор – автобалансир»

Данная механическая система характеризуется следующими физическими параметрами: ω – угловая скорость вращения ротора, рад/с; M – масса диска, кг; r – эксцентриситет, м; K – жесткость вала и его опор, приведенная к центру диска, Н/м; β – коэффициент внешнего вязкого демпфирования ротора, c^{-1} ; p – критическая скорость вращения ротора без АБУ, рад/с; x, y – текущие координаты геометрического центра диска, м; m, n – масса одного шара (кг) и их количество; R – радиус окружности движения центров масс шаров в АБУ, м; β_0 – коэффициент внутреннего вязкого сопротивления движению шаров в АБУ, c^{-1} ; α_j – постоянные угловые положения шаров относительно диска в режиме автобаланси-ровки, рад; φ_j – текущая угловая координата j -го шара относительно оси x , рад.

В режиме автобаланси-ровки шары занимают в АБУ положения, при которых выполняются соотношения:

$$\sum_{j=1}^n \cos \alpha_j = -\frac{Mr}{mR} = -\frac{n}{E}; \quad \sum_{j=1}^n \sin \alpha_j = 0, \quad (1)$$

где $E = \frac{nmR}{Mr} = \frac{n\mu\rho}{1-n\mu}$ – баланси-ровочная ёмкостью

автобаланси-ра.

Анализ динамики системы может быть сведен к исследованию уравнений, зависящих от следующих безразмерных параметров [3, 4]:

$$\Omega = \frac{\omega}{p}; \quad B = \frac{\beta}{p}; \quad \mu = \frac{m}{M + nm}; \quad \rho = \frac{r}{R}; \quad B_0 = \frac{\beta_0}{p};$$

$$D = \frac{1}{n^2} \left[\left(\sum_{j=1}^n \cos 2\alpha_j \right)^2 + \left(\sum_{j=1}^n \sin 2\alpha_j \right)^2 \right], \quad (2)$$

где Ω – безразмерная угловая скорость вращения;

B, B_0 – безразмерные коэффициенты внешнего и внутреннего вязкого демпфирования ротора и АБУ;

μ – относительная масса одного шара;

ρ – относительный радиус окружности движения центров масс шаров в АБУ;

D – параметр расположения шаров в режиме автобаланси-ровки.

Характерные диапазоны значений параметров [3, 4]: $B = 0,01 \dots 0,5$; $n\mu = 0,001 \dots 0,05$; $B_0 = 0,01 \dots 0,5$.

Критические скорости механической системы определяются характеристическим уравнением вида [3]:

$$\sum_{k=0}^8 a_k \Delta^{8-k} = 0, \quad (3)$$

где

$$a_0 = 1 - n\mu + 0,25n^2\mu^2(1-D);$$

$$a_1 = (2 - n\mu)(B + B_0);$$

$$a_2 = (2 - n\mu)(1 + \Omega^2 + BB_0) + (B + B_0)^2 + n^2\mu^2\Omega^2(1-D);$$

$$a_3 = 2(B + 2B_0)(1 + \Omega^2) + 2BB_0(B + B_0) - n\mu(B_0(1 + \Omega^2) - 2B\Omega^2);$$

$$a_4 = (\Omega^2 - 1)^2 + n\mu\Omega^2(6 + \Omega^2 + 2BB_0) + 2B_0(2B + B_0)(1 + \Omega^2) + B^2(B_0^2 + \Omega^2) + 1,5n^2\mu^2\Omega^4(1-D);$$

$$a_5 = 2B_0(\Omega^2 - 1)^2 + 2BB_0[B_0 + (B + B_0)\Omega^2] + n\mu\Omega^2[3B\Omega^2 + B_0(6 + \Omega^2)];$$

$$a_6 = n\mu\Omega^4(\Omega^2 - 1 + 3BB_0) + n^2\mu^2\Omega^6(1-D) + B_0^2[(\Omega^2 - 1)^2 + B^2\Omega^2];$$

$$a_7 = n\mu B_0\Omega^4(\Omega^2 - 1); \quad a_8 = 0,25n^2\mu^2\Omega^8(1-D);$$

Δ – собственное число механической системы.

При $\Omega > 1$ все коэффициенты $a_k > 0$.

При типичных значениях параметров область устойчивости автобалансирующего режима ограничивается снизу наибольшей критической скоростью роторной системы Ω_K , которая неявным образом определяется уравнением (3). Как видим из (3) граница устойчивости зависит от дисбаланса через геометрический параметр D , свойства которого в общем случае неоднозначны и недостаточно изучены в существующих работах по автобалансиром.

3. Геометрические особенности расположения КМ в АБУ

В автобалансирующем режиме КМ в АБУ занимают положения, при которых общий центр масс КМ и диска ротора расположен в центре диска O . Параметр D зависит от α_j , которые в свою очередь определяются дисбалансом Mr . Изменение дисбаланса приводит к изменению величины D , а также емкости E .

В случае $n = 2$ расположения шаров и значение параметра D однозначны. Из (1), (2) для этого случая вытекают выражения:

$$\alpha_1 = -\alpha_2 = \arccos\left(-\frac{1}{E}\right); \quad D = \left(\frac{2}{E^2} - 1\right)^2. \quad (4)$$

В случае $n = 3$ ситуация неоднозначна. Во-первых, существует множество вариантов размещения шариков в АБУ. Результат расположения шариков можно трактовать как произвольное размещение $(n - 2)$ шариков (в пределах возможного) и однозначное расположение оставшихся двух шариков согласно равенствам (1).

Во-вторых, параметр D не может быть однозначно выражен через суммы $\sum_{j=1}^n \cos \alpha_j$ и $\sum_{j=1}^n \sin \alpha_j$.

Вследствие этого величина D может принимать произвольное значение в некотором интервале $D_{\min} \leq D \leq D_{\max}$. В известных работах для параметра D указывается лишь общий диапазон его возможных значений: $D = 0 \dots 1$. Однако более вниматель-

ное изучение показывает, что при заданном значении дисбаланса (а значит и емкости) величина D изменяется в более узком диапазоне, т.е. $D_{\min} \geq 0$ и $D_{\max} \leq 1$.

В частности для случая $n = 3$ на основе (1), (2) могут быть получены следующие выражения:

$$D_{\min} = \frac{1}{E^2} \left(\frac{n}{E} - 2 \right)^2;$$

$$D_{\max} = \begin{cases} \frac{1}{2n^2} \left(27 - 10 \frac{n^2}{E^2} + \frac{n^4}{E^4} \right), & 1 \leq E < 3; \\ \frac{1}{E^2} \left(\frac{n}{E} + 2 \right)^2, & E \geq 3. \end{cases} \quad (4)$$

Из рис. 2 видны основные особенности зависимости параметра D от емкости, которая изменяется обратно пропорционально дисбалансу. При $E = 1$ в любом случае $D = 1$. В случае $n = 2$ зависимость $D(E)$ однозначна. При $n = 3$ (и более) всегда имеется некоторый диапазон возможных значений параметра D . Причем при E , близких к единице, этот диапазон весьма узкий.

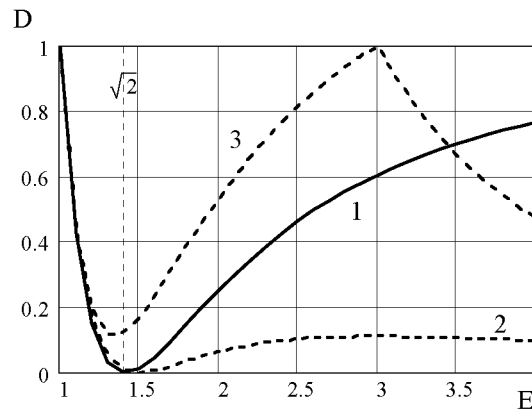


Рис. 2. Зависимость параметра D от емкости E :
1 — $D(E)$ при $n = 2$;
2, 3 — $D_{\min}(E)$ и $D_{\max}(E)$ при $n = 3$

4. Изменение границы устойчивости

В процессе эксплуатации происходит постепенная разбалансировка ротора, выражающаяся в увеличении эксцентриситета r . Это приводит к снижению запаса устойчивости автобалансирующей и изменению уровня остаточной вибрации. Граница устойчивости Ω_K , как видно из (3), является функцией

параметра D , который в свою очередь зависит от дисбаланса. Зависимость $\Omega_K(D)$ носит нелинейный характер (рис. 3) [3].

Указанные выше особенности приводят к своеобразному изменению границы устойчивости, что видно из рисунка 4. Расчеты проводились на основе уравнения (3) при $\text{Re}(\Delta) = 0$. При этом были приняты следующие исходные данные: $B = 0,2$; $\mu = 0,01$; $B_0 = 0,05$; начальная емкость АБУ $E_{\text{нач}} = 5$.

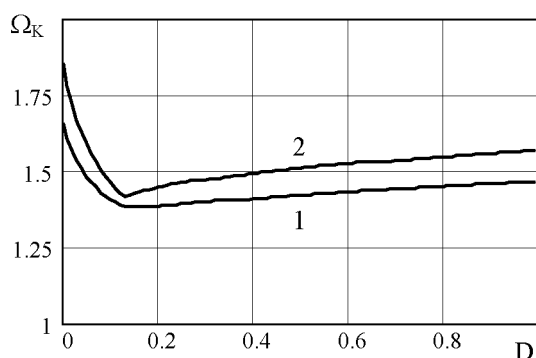


Рис. 3. Зависимость границы устойчивости Ω_K от параметра D :
1, 2 – при $n = 2$ и $n = 3$

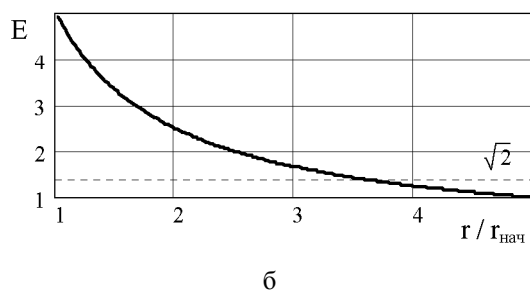
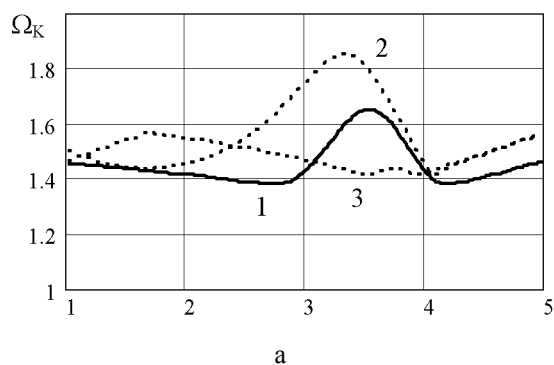


Рис. 4. Зависимость границы устойчивости Ω_K (а) и емкости автобалансира (б) от эксцентриситета:
1 – $n = 2$;
2, 3 – $n = 3$ при $D_{\min}$ и $D_{\max}$

Заключение

В работе установлены следующие основные особенности изменения границы устойчивости автобалансировки в процессе эксплуатационного роста дисбаланса ротора.

1. Имеется качественное различие в поведении двух- и многомассовых АБУ. При $n = 2$ каждому значению дисбаланса соответствует одно значение Ω_K . При $n \geq 3$ каждому значению дисбаланса соответствует определенный интервал Ω_K .

2. В процессе роста дисбаланса возможно явление аномального повышения Ω_K с последующим ее снижением. Данная особенность проявляется при D близком к нулю.

Полученные результаты будут полезны для дальнейших исследований и на производстве.

Литература

1. Автоматическая балансировка роторов машин / А.А. Гусаров, В.И. Сусанин, Л.Н. Шаталов, Б.М. Грушин. – М.: Наука, 1979. – 151 с.
2. Нестеренко В.П. Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы. – Томск: Томский ун-т, 1985. – 84 с.
3. Горбенко А.Н. Об устойчивости автобалансировки ротора с помощью шариков // Проблемы прочности – 2003. – № 3 (363). – С. 120-129.
4. Филимонихин Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.
5. Самаров Н.Г. Автоматическое балансирующее устройство как конструктивный узел вращающихся механизмов // Автоматизация и современные технологии. – 1995. – № 7. – С. 20-22.

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.А. Кислый, Керченский государственный морской технологический университет, Керчь.

УДК 621.4

С.С. КОВАЛЕНКО, А.М. ГРУШЕНКО*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Украина***МАЛОРАЗМЕРНЫЕ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ВОЗДУШНО-РЕАКТИВНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ МАЛОЙ ТЯГИ БЕСПИЛОТНОГО ЛЕТАТЕЛЬНОГО
АППАРАТА И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ**

Рассмотрена проблема создания малоразмерных многорежимных камер сгорания для беспилотных летательных аппаратов и технологических газогенераторов. Проведен анализ конструктивных решений камер сгорания перспективной газодинамической схемы с интенсификацией циркуляции газов внутри камеры. Представлены схемы камер сгорания с двухзонной стабилизацией горения. Сделано частичное обобщение газодинамического подобия камер сгорания технологических газогенераторов тепловой мощностью от 40 до 400 кВт, позволяющее на этапе эскизного проектирования определять основные геометрические размеры камеры.

беспилотный летательный аппарат, камера сгорания, форсажная камера, воздушно-реактивный двигатель малой тяги

Введение

Создание беспилотных летательных аппаратов (БЛА) является одним из наиболее перспективных и критических направлений прогресса техники. Достигнутый уровень миниатюризации блоков системы управления и полезной нагрузки позволяет создавать БЛА со взлетной массой несколько килограмм, оборудованных спутниковой системой навигации и способных выполнять поставленную задачу в любой точке земного шара. Одной из основных проблем при создании всепогодного БЛА является проблема выбора двигателя, который должен обеспечивать высокую крейсерскую скорость полета и необходимую его продолжительность.

1. Формулирование проблемы

Применение в БЛА воздушно-реактивных двигателей (ВРД) открывает возможность обеспечения высоких скоростных характеристик, однако создание малоразмерных ВРД традиционной схемы с тягой меньше 50-100Н весьма проблематично в связи с масштабным вырождением рабочего процесса. Анализ, проведенный в работах [1, 2] показывает, что для решения проблемы преодоления ветрового

сноса, высокой скорости полета, совершения различных маневров (набор высоты и т.д.) весьма успешно можно использовать мотокомпрессорный ВРД (МкВРД) с форсажной камерой.

Создание форсажных камер сгорания для МкВРД малой тяги (МТ) усложняется отсутствием методик их расчета и невозможностью применения таких же конструктивных решений, например, связанных со стабилизацией фронта пламени, как и для полноразмерных ВРД и ГТД – из-за миниатюризации КС происходит их конструктивное вырождение. В полной мере это относится не только к стабилизации фронта пламени, но и к организации предпламенных и пламенных процессов

2. Решение проблемы

В настоящее время в современных воздушно-реактивных и газотурбинных двигателях реализуется многозонная стабилизация горения [3, 4]. Каждая из зон оптимизируется для работы соответственно на режимах малой и большой мощности. Типичная двухзонная камера сгорания (рис. 1) имеет слабо форсированную первичную зону горения, которая обеспечивает высокую полноту сгорания топлива и низкий уровень выбросов окиси углерода и несо-

ревших углеводородов. Первичная зона должна обеспечивать потребные удельные и абсолютные параметры продуктов сгорания для режимов малой мощности и служить источником горячего газа, а значит стабилизатором пламени расположенной вниз по потоку основной зоны горения, в которую подают полностью перемешанную смесь топлива с воздухом. При работе на полной мощности топливо

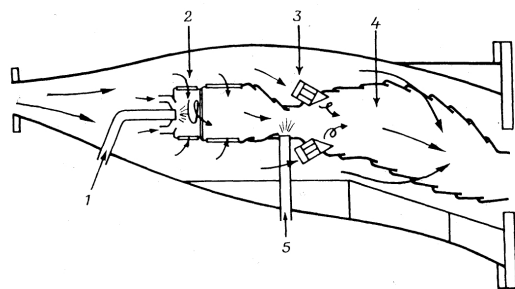


Рис. 1. Камера сгорания типа «Ворбикс» фирмы «Pratt and Whitney Co.»

1 – подача дежурного топлива; 2 – дежурная трубчатая зона горения; 3 – воздушные завихрители; 4 – основная кольцевая зона горения; 5 – подача основного топлива

должно подаваться в обе зоны.

Кроме рассмотренного способа реализации процессов горения в камерах сгорания многими авторами отмечается [3–5], необходимость создания камер сгораний с усиленной рециркуляцией газа, предусматривающей формирование в первичной зоне камер ячеек интенсивного рециркуляционного течения за счет подвода в эту область сильнозакрученных потоков или высоконапорных струй воздуха (рис. 2) [5]. Рециркуляционные ячейки вовлекают горячие газы в область формирующего пламени, благодаря чему создаются условия, при которых

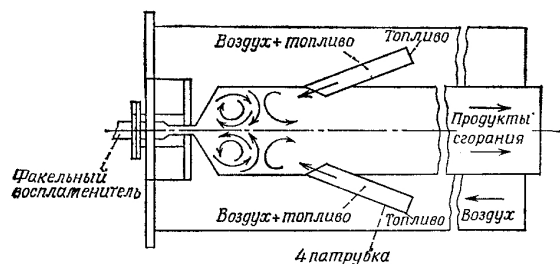


Рис. 2. Схема камеры сгорания с интенсификацией циркуляции газа

возможно устойчивое горение бедной смеси. Если при этом частично испарить топливо и смешать его с воздухом реализуется процесс горения механизм, которого аналогичен процессам в гомогенном реакторе интенсивного смешения [5]. Концепцию такой камеры, можно охарактеризовать как рециркуляцию, индуцированную струями.

Поскольку, как отмечалось выше, невозможно создать малоразмерные камеры сгорания подобные по конструкции полноразмерным КС, то единственно правильным решением при их проектировании является выбор схем КС с интенсификацией циркуляционных процессов.

Как показывает многолетний опыт конструирования малоразмерных КС на кафедре «Ракетных двигателей» «ХАИ» интенсифицировать процесс рециркуляции возможно лишь при одновременно сочетании нескольких конструктивных решений – во фронтальной части камеры сгорания необходимо создать традиционную зону первичной рециркуляции за счет фронтального устройства и поперечных струй воздуха (первичный рециркуляционный участок); в среднем и периферийном участках КС необходимо создать дополнительные зоны обратных токов, которые сформируют вторичный рециркуляционный участок. На основе этого можно определить конструктивный облик малоразмерной камеры сгорания для Мк ВРД МТ (рис. 3) и технологического газогенератора (рис. 4).

Представленные схемы КС показали свою работоспособность при многочисленных испытаниях. По схеме (рис. 4) созданы камеры сгорания различной тепловой мощностью от 40 до 400 кВт. В процессе испытаний было установлено, что КС технологических газогенераторов обладают широким диапазоном дроссельных характеристик (дросселирование по горючему) и стабильности работы. При этом реализуется режим, при котором суммарный коэффициент избытка воздуха достигает значений $\alpha_{\Sigma} = 10 \dots 12$ единиц и более, а температура истекающей сверхзвуковой струи $40 \dots 50^\circ \text{C}$.

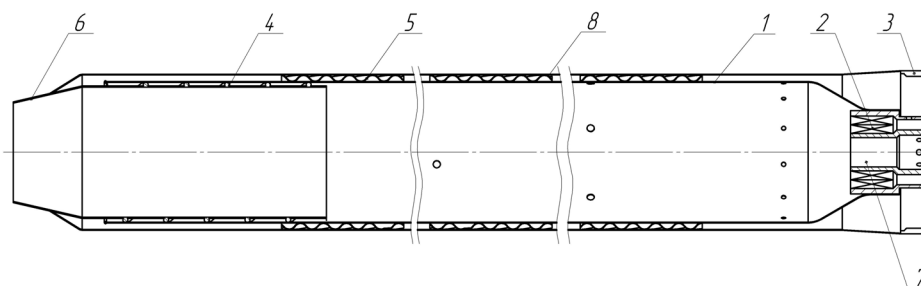


Рис. 3. Камера сгорания MkVRD MT:

1 – жаровая труба; 2 – фронтное смесительно-распыливающее устройство; 3 – соединительный фланец; 4 – противоточный стабилизатор; 5 – проставка гофра; 6 – дозвуковое сопло; 7 – место установки воспламенителя; 8 – кожух камеры сгорания

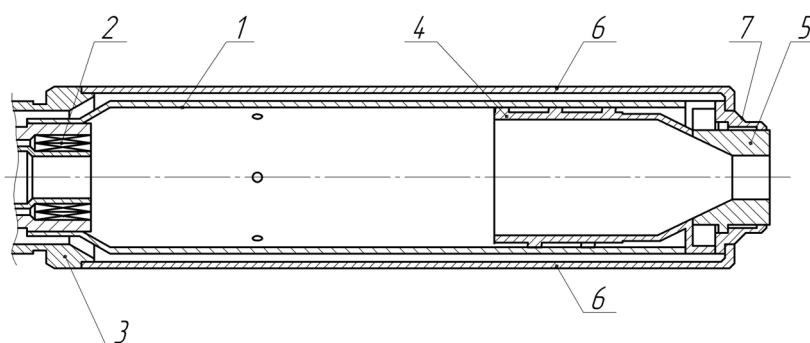


Рис. 4. Камера сгорания технологического газогенератора:

1 – жаровая труба; 2 – фронтное смесительно-распыливающее устройство; 3 – соединительный фланец; 4 – противоточный стабилизатор; 5 – сопло критического перепада; 6 – кожух камеры сгорания; 7 – кожух сопла

Качественный анализ процессов в КС различной тепловой мощности, но построенных по одинаковой схеме, позволяет сделать вывод о подобии газодинамических процессов в них. Во всех камерах происходит интенсивная рециркуляция на двух участках (фронтальном и периферийном) и, как следствие, возникают две зоны горения, причем на бедных смесях «работает» рециркуляционная зона у фронтного устройства, на частичном – обе зоны и на номинальном режиме – периферийная зона. Данное предположение было подтверждено результатами численного моделирования газодинамических процессов в КС тепловой мощностью 140 кВт [6]. Полученные расчетные данные позволили получить качественную картину процессов, происходящих в КС, и подтвердили наличие двух хорошо выраженных зон со скоростями потока близкими к нулю. Именно в этих двух зонах, по всей видимости, и происходит интенсивная рециркуляция продуктов горения, а, следовательно, стабилизация фронта

пламени. Необходимо отметить, что две зоны горения формируются в КС при частичных режимах. В случае же дросселирования, т.е. перехода камеры сгорания на режим «малого газа», происходит вырождение периферийной зоны горения.

Анализ экспериментальных данных, полученных для КС различной тепловой мощности в диапазоне определенных конструктивных и режимных параметров, позволяет сделать некоторые обобщения.

Анализ экспериментальных результатов, полученных при обобщении уже созданных КС позволил установить, что их тепловая мощность N_T зависит от числа Re , рассчитанного по характерному диаметру d КС и среднеинтегральной скорости потока w . Было определено, что для камер тепловой мощностью от 40 до 400 кВт, число Re определяется в зависимости от суммарного массового расхода $\dot{m}_\Sigma$ по линейному закону (рис. 5):

$$Re = 6200 + 2,6 \cdot 10^5 \dot{m}_\Sigma. \quad (1)$$

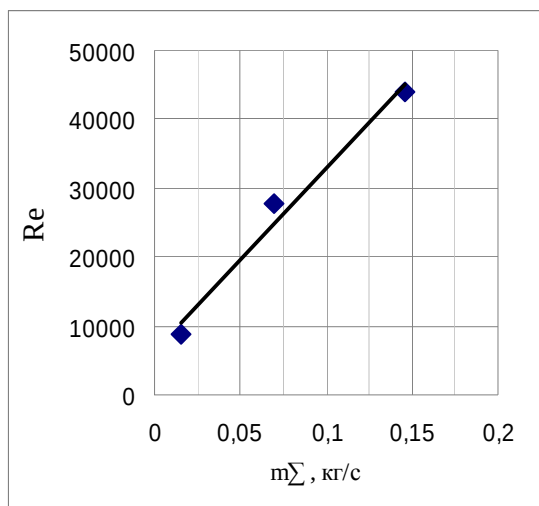


Рис. 5 Зависимость числа Re от суммарного массового расхода $\dot{m}_{\Sigma}$

Эмпирическое соотношение (1) характеризует подобие газодинамических процессов в КС исследуемой схемы и позволяет связать тепловую мощность N_T с числом Re :

$$N_T = 10,73 Re - 6,65 \cdot 10^4. \quad (2)$$

Обобщающие уравнения (1) и (2) позволяют на этапе эскизного проектирования определить геометрические размеры и режимные параметры камеры сгорания.

Перспективы дальнейших исследований

Проведенный анализ показал перспективность применения использованных схем КС, основанных на газодинамических методах интенсификации рециркуляционных зон без дополнительных конструктивных элементов в виде плохобтекаемых тел или камеры сгорания тандемного типа. Поэтому проводится работа по определению обобщенных характеристик для камеры сгорания тепловой мощностью от 40 до 400 кВт.

Планируется проведение численного и натурного эксперимента для МкВРД малой тяги с форсажной камерой, представленной на рис. 3, для получения высотно-скоростных характеристик.

Заключение

1. Камеры сгорания, построенные по схеме КС с интенсификацией циркуляции газа, являются одним из наиболее перспективных видов КС для малоразмерных ВРД МТ.
2. Наличие двух зон стабилизации пламени, полученных за счет создания специфической газодинамической обстановки в КС, позволяет получать широкий диапазон рабочих и дроссельных характеристик.
3. Двухзонность внутренних процессов позволяет реализовать основные режимы работы малоразмерных камер сгорания – режим «малого газа», номинальный и форсированный режим.

Литература

1. Амброжевич М.В. Комплексное газодинамическое и механическое моделирование мотокомпрессорных воздушно-реактивных двигателей малых тяг: Дис. канд. техн. наук: 05.07.05 – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т, 2004. – 187 с.
2. Ларьков С.Н. Формирование облика и комплексное моделирование воздушно-реактивных двигателей малоразмерных летательных аппаратов: Дис. канд. техн. наук: 05.07.05 – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т, 2005. – 159 с.
3. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение. 1984. – 278 с.
4. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. – М.: Мир, 1986. – 566 с.
5. Гупта А., Лили Д., Сайред Н. Закрученные потоки: Пер. с англ. – М.: Мир, 1987. – 588 с.
6. Грушенко А.М., Костюк В.Е. Численное моделирование течения и горения в технологической камере сгорания // Вестник двигателестроения. – 2003. – Вып. № 2. – С. 61-65.

Поступила в редакцию 28.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Амброжевич, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 533.9.07

Н.Н. КОШЕЛЕВ, А.В. ЛОЯН, О.П. РЫБАЛОВ, Е.И. ИЩЕНКО*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина***МАЛОГАБАРИТНЫЙ КАТОД ДЛЯ ЭРД**

Рассматривается возможность проектирования эффективного малогабаритного полого газового катода с током 2А. Обсуждается катод с безнакальным запуском, в котором использован скандатный эмиттер, работающий с плотностью тока 70А/см^2 . Представлены макет и схема испытательного стенда эмиттера в условиях ксенонового газового разряда. Показано, что работа эмиттера в режиме повышенной плотности тока может быть достаточно продолжительной и незначительно влияет на ресурс катода. Приведены вольтамперные и вольтрасходные характеристики инженерной модели двухамперного катода.

газовый разряд, безнакальный полый катод, эмиттер**Введение**

Многолетние исследования и успешное применение в двигательных установках газоразрядных полых катодов показали высокие эксплуатационные и ресурсные возможности их традиционных схем. Это катоды, конструкция которых представляет жаростойкую диафрагмированную трубку с эмиссионной вставкой, стартовым нагревателем и электродом поддержки (киппером). Через катод прокачивается инертный газ (обычно ксенон) для создания плазменной проводящей среды. Наличие резистивного нагревателя и киппера, обычно совмещенного с внешним корпусом, приводит к внушительным габаритным размерам таких катодов.

Эффективность и надежность некоторых электроактивных двигателей (ЭРД) могла быть увеличена с применением катодов малого диаметра. Например, центральное расположение катода в стационарном плазменном двигателе (СПД) может увеличить его эффективность на 5 – 10% [1]. Надежность ионного двигателя существенно возрастает при возможности резервирования катода газоразрядной камеры.

Наиболее перспективными газовыми полыми катодами с малым диаметром являются безнакальные катоды, в которых отсутствуют детали, увеличи-

вающие его габариты. Кроме того, использование эмиссионных материалов способных работать в условиях высокой плотности тока могут существенно уменьшить диаметр рабочей части эмиттера, что, соответственно, приведет к уменьшению габаритов катода.

Результаты исследований

Испытания эмиттера. При разработке слаботочных катодов (до 1А), в которых масса и габариты основных деталей играют существенную роль в тепловых потерях и снижают его эффективность, были исследованы возможности применения ряда новых эмиссионных материалов. По результатам предварительных испытаний был выбран эмиттер, изготовленный способом высокотемпературной пропитки вольфрамовой губки скандатом бария. Этот эмиттер прошел вакуумные испытания на предмет эмиссионных, температурных, ресурсных и отравляющих свойств [2].

С целью проверки ресурсных характеристик эмиттера в условиях адекватных катодным была изготовлена герметичная стеклянная колба (рис. 1). В колбу встраивались эмиттерный блок и анод с промежутком равным зазору эмиттер-диафрагма в полой катоде. Объем колбы наполнялся ксеноном до давления 50 тор.

Инициирование разряда в колбе производилось подачей высокого напряжения (до 1000 вольт) от специального источника питания между катодом (эмиттером) и анодом. После прогрева эмиттера энергией тлеющего разряда в течение 1 – 3 секунд, разряд переходил в низковольтную дуговую форму.

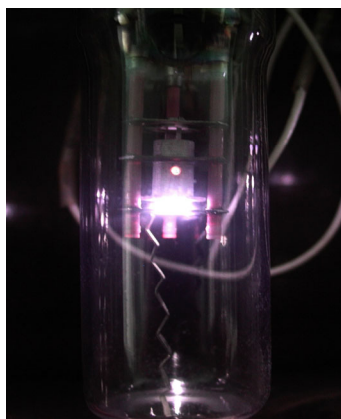


Рис. 1. Герметичная стеклянная колба

Схема испытательного стенда эмиттера представлена на рис. 2. Он включал в себя закрепленную на штативе колбу, источник питания с амперметром и вольтметром, пирометр и спектрометр. В течение длительных испытаний контролировались ток и напряжение разряда, температура эмиттера и спектральные характеристики плазмы [3].

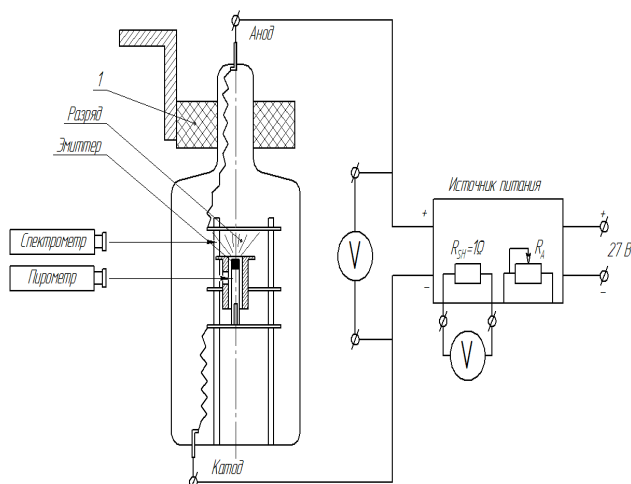


Рис. 2. Схема испытательного стенда эмиттера

Одним из результатов испытаний скандатного эмиттера в условиях разряда в колбе явилось изменение температуры и напряжения разряда от плотности тока на катод. При плотности тока 70 A/cm^2 напряжение в разряде и температура эмиттера остаются в

допустимых пределах. При этом унос эмиссионного материала (Ва) может, существенно возрасти.

Определение эрозионной стойкости эмиттера. Спектр излучения разряда вблизи поверхности эмиттера регистрировался оптическим эмиссионным спектрометром HR2000, у которого диапазон контролируемых длин волн лежит в пределах от 387 нм до 829 нм. Для определения величины параметра эрозии, численно характеризующего интенсивность процесса, были выбраны следующие спектральные линии: резонансная линия бария – $\lambda_{u,0} = 553,55 \text{ нм}$, $E_u = 2,24 \text{ эВ}$; линии ксенона – $\lambda_{\alpha} = 823,16 \text{ нм}$, $E_{\alpha} = 9,82 \text{ эВ}$, $\lambda_{\beta} = 556,615 \text{ нм}$, $E_{\beta} = 11,81 \text{ эВ}$.

Расчетное выражение для параметра эрозии в приближении локального термодинамического равновесия имеет вид [4]:

$$\mu_{Ba} = I_{Ba-553} \left(\frac{I_{Xe-823}}{I_{Xe-556}} \right)^{1,126}$$

Оценка скорости эрозии от плотности тока на эмиттере представлена на рис. 3.

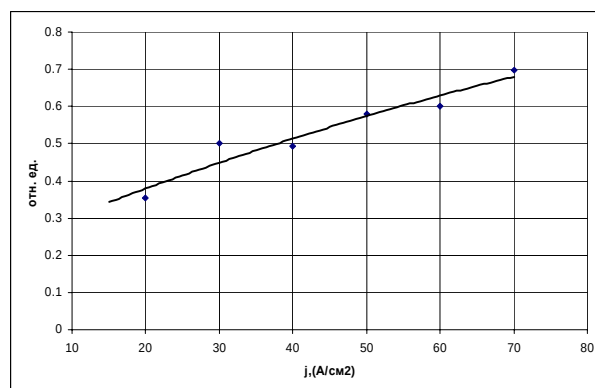


Рис. 3. Оценка скорости эрозии от плотности тока на эмиттере

Из графика видно что, при увеличении плотности тока в пять раз, унос Ва увеличивается вдвое. Однако приведенные измерения имеют качественный характер и должны быть проверены. Для этого проводятся огневые ресурсные испытания эмиттера при плотности тока 70 A/cm^2 (рис. 4).

Временная диаграмма напряжения разряда регистрируемая в течение около 7000 часов не выявила тенденций в деградации эмиттера. Испытания продолжают.

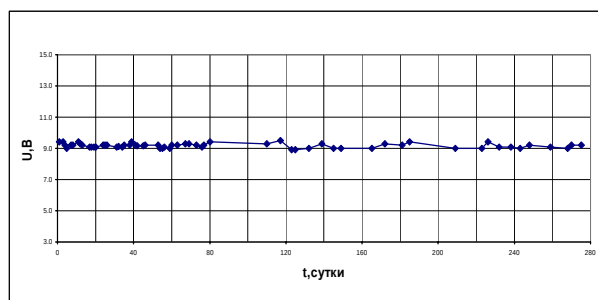


Рис. 4. Огневые ресурсные испытания эмиттера

Результаты испытаний катода на 2А. На основе полученных результатов при испытаниях эмиттера на основе скандата бария был спроектирован и изготовлен малогабаритный полый катод с безнакальным запуском и диаметром корпуса 8,5мм (рис. 5).



Рис. 5. Малогабаритный полый катод с безнакальным запуском и диаметром корпуса 8,5мм

Вольтрасходная (разрядный ток 2.0 А) и вольтамперная (расход ксенона 0.15 мг/с) характеристики представлены на рис. 6, 7, соответственно.

Заключение

В работе показана возможность проектирования малогабаритного, газового, полого катода, способом использования безнакальной схемы и материала эмиттера, способного длительно работать при плотности тока 70 А/см^2 . Расход эмиссионной добавки оценен с помощью спектрального метода и не превысил двукратной величины уноса Ва при работе эмиттера при низких плотностях тока. Ресурс эмиттера проверен прямыми испытаниями в условиях непроточного газового разряда и составляет как минимум 7000 часов.

Испытания модели малогабаритного катода спроектированного на основе излагаемых выше принципах показал удовлетворительные энергетические и расходные характеристики при токе 2А.

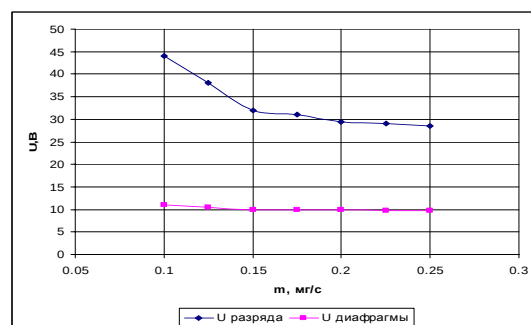


Рис. 6. Вольтрасходная характеристика

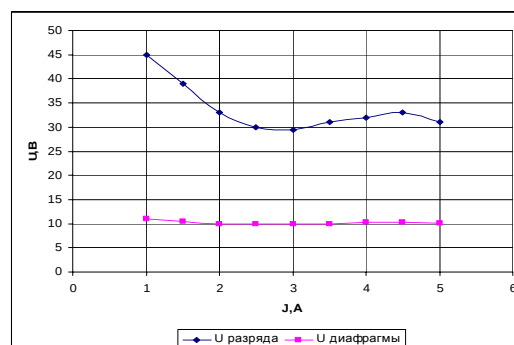


Рис. 7. Вольтамперная характеристика

Литература

1. Patterson M.J., Oleson S.R. Low-Power Ion Propulsion for Small Spaccraft, Paper No 97-3060, 33 // AIAA Joint Propulsion Conference, July 1997, Seattle, WA.
2. Кошелев М.М. Ресурсні випробування емітерів слабкострумових катодів // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2007. – № 7(43). – С. 87-90.
3. Koshelev N.N., Loyan A.V. Investigation of Hollow Cathode for Low Power Hall Effect Thruster, IEPC-2007-103, 30d IEPC, Florence, Italy, September 17-20, 2007.
4. Кошелев М.М., Кісліцин О.П., Подгорний В.О. Спектроскопічні дослідження інтенсивності ерозії емітера у плазмі слабкострумового, порожнистого катода // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2007. – № 10(46). – С. 126-128.

Поступила в редакцию 15.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.И. Оранский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 535 (023)

Н.Г. ТОЛМАЧЕВ

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

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ И УСЛОВИЯ ПРЕОБРАЗОВАНИЙ БАРИОННЫХ КВАНТОВ БИ-ВЕЩЕСТВА

В би-веществе, состоящем из энергетического объединения барионных и тахионных квантов, впервые выявлены энергетические циклы в виде периодической закономерности изменения соотношений их кинетических и потенциальных энергий, обусловленные особенностями геометрических форм взаимодействующих квантов, поскольку барионному кванту присуща наиболее консервативная форма – сфера, а тахионному – псевдосфера с безграничными возможностями по энергообмену. За границы циклов приняты равенства кинетических и потенциальных энергий либо стремление потенциальной энергии барионного кванта к нулю. Такие условия во взаимодействии квантов выступают одновременно и условиями преобразования вещества в барионном кванте. Полученные результаты могут быть использованы при необходимости получения вещества с новыми свойствами.

би-вещество, энергетические циклы, барионные и тахионные кванты, условия преобразования барионных квантов

Введение

Би-вещество, как следует из гипотезы, представленной в работах [1, 2], образуют барионные (б) и тахионные (т) кванты (рис. 1).

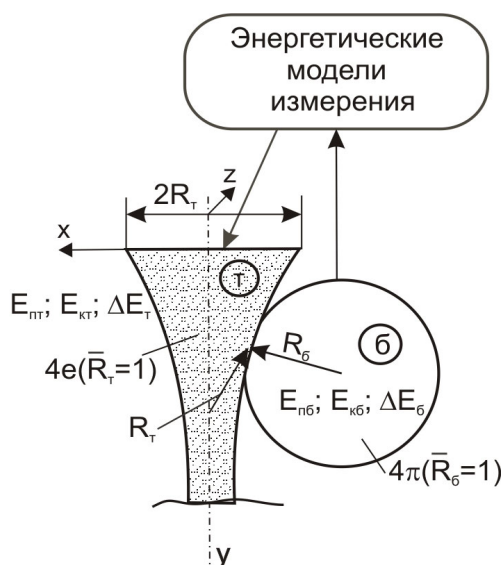


Рис. 1. Структурный состав би-вещества: т – тахионный квант; б – барионный квант, E_n , E_k , ΔE – потенциальные, кинетические и энергии взаимодействия квантов; R_b и R_m – радиусы взаимодействия квантов

При этом под барионным квантом подразумевается порция светящегося вещества, которой присущи все наблюдаемые в настоящее время свойства и фи-

зические параметры, в том числе и скорости взаимодействия, равные (или меньшие) скорости света.

Тахионный же квант идентифицирует собой порцию “темной” массы, существование которой является общепризнанным фактом. [3, 4].

В работах [5, 6] эта гипотеза получила дальнейшее развитие в виде разработанных энергетических [3] и геометрических [4] моделей измерения свойств и параметров би-вещества, благодаря которым впервые численную оценку получили физические параметры вещества в тахионном, “несветящемся” кванте, который идентифицирован с “темной” массой.

В частности, при разработке геометрических моделей измерения получено принципиально новое соотношение

$$\alpha = \frac{1}{4\pi 4e} \quad (1)$$

связи постоянной тонкой структуры α с геометрическими формами барионного (4π) и тахионного ($4e$) квантов (см. рис. 1) т.е. правая часть выражения (1) отображает собой геометрическое пространство, образованное сферой (4π при $\bar{R}_b = 1$) с положительной кривизной и псевдосферой ($4e$ при $\bar{R}_m = 1$) с отрицательной кривизной.

Решение задачи

Характерным признаком сферы является тот факт, что у этой геометрической формы отношение площади поверхности к ее внутреннему объему минимально, т.е. эта геометрическая форма является наиболее консервативной с точки зрения энергообмена.

Псевдосфера представляет собой поверхность постоянной кривизны (R_m) образуемую вращением трактрисы вокруг своей асимптоты. Поэтому у неё отношение площади внешней поверхности к заключенному в ней объему составляет максимальную величину среди всех известных геометрических фигур. Это означает, что форма тахионного кванта обеспечивает максимально возможный энергообмен через бесконечно большую площадь поверхности.

Поверхность псевдосферы [5] определяют ее асимптотические линии, которые можно представить в виде трансцендентных кривых:

$$y_m = R_m \cdot \sin t \cdot \cos \ln tg \frac{t}{2}; \quad (2)$$

$$x_m = R_m \cdot \sin t \cdot \sin \ln tg \frac{t}{2}; \quad (3)$$

$$z_m = R_m \cdot \cos t + R_m \ln tg \frac{t}{2}. \quad (4)$$

где t – угол наклона радиуса псевдосферы R_m к её продольной оси y .

При этом площади участвующие в энергообмене, можно вычислить как произведение попарных координат:

$$(yz)_m = R_m^2 \cdot \sin t \left(\cos t + \ln tg \frac{t}{2} \right) \cdot \cos \ln tg \frac{t}{2}; \quad (5)$$

$$(xz)_m = R_m^2 \cdot \sin t \left(\cos t + \ln tg \frac{t}{2} \right) \cdot \sin \ln tg \frac{t}{2}. \quad (6)$$

На рис. 2 показано изменение величин площадей энергообмена в безразмерной форме.

Если исходить из условия о равномерности передачи энергии через все участки поверхности псевдосферы, то можно говорить о том, что закон изменения площадей сопряжения соответствует закону энергообмена тахионного кванта с барионным.

Как показывает сравнительное сопоставление,

изменение величины $\overline{yz}$ полностью соответствует излучению абсолютно темного тела, т.е. закону Стефана–Больцмана [6], который, как известно, выражает собой работу некоторой системы. Следовательно, можно допустить, что произведение

$$q \cdot \overline{xz} = \Delta E, \quad (7)$$

где $\overline{q}$ – плотность энергии на единицу площади энергообмена, выражает собой работу ΔE , совершаемую тахионным квантом.

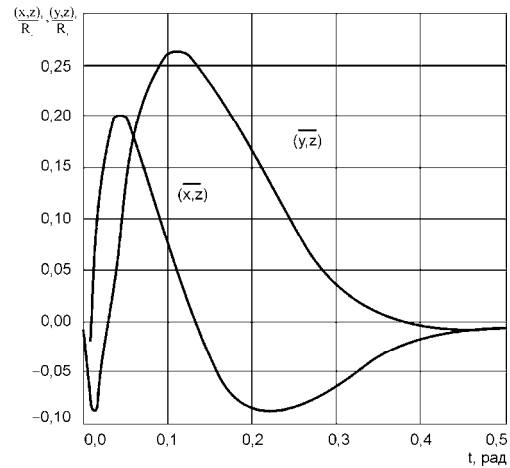


Рис. 2. Закономерности изменения относительных площадей энергообмена у тахионного кванта

На основе аналогичного сопоставления становится очевидным, что характер изменения величины $\overline{xz}$ в полной мере соответствует потенциалу Ленарда–Джонсона [6], а с более высокой точностью (с наличием точки перегиба) – потенциалу Букингема, который, как известно, характеризует потенциальную энергию системы E_n . На этой основе можно принять, что

$$q \cdot \overline{yz} = E_n. \quad (8)$$

Из выражений (7) и (8), с учетом закона сохранения энергии ($\Delta E = E_k - E_n$), определим

$$E_k = E_n + \Delta E = R_m^2 \cdot \sin t \left(\cos t + \ln tg \frac{t}{2} \right) \times \left(\sin \ln tg \frac{t}{2} + \cos t \cdot \ln tg \frac{t}{2} \right). \quad (9)$$

График изменения относительных значений $\overline{E_k}$, $\overline{E_n}$ и $\overline{\Delta E}$, характеризующих тахионный квант,

при значении $\bar{R}_m = 1$ (т.е. в относительных величинах) представлен на рис. 3.

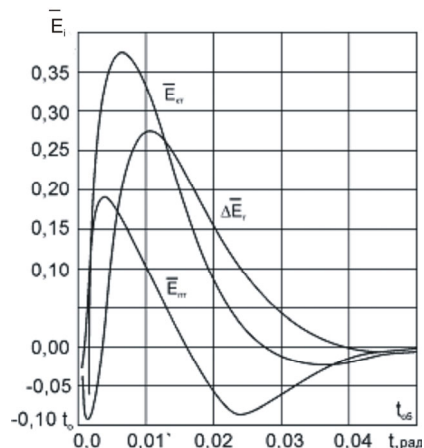


Рис. 3. Закономерности изменений $\bar{E}_{кр}$, $\bar{E}_{пт}$ и $\Delta \bar{E}_m$ тахионного кванта в его энергетическом цикле

Очевидно, что весь энергетический цикл тахионного кванта реализуется в кривизне, соответствующей значениям $0 < t < 0,05$. Из-за масштабных соотношений законы изменения $\bar{E}_{кр}$, $\bar{E}_{пт}$ и $\Delta \bar{E}_m$ представлены также в диапазоне $0,00003 \leq t \leq 0,0003$ на рис. 4, а в диапазоне $0,001 \leq t \leq 0,01$ – на рис. 5.

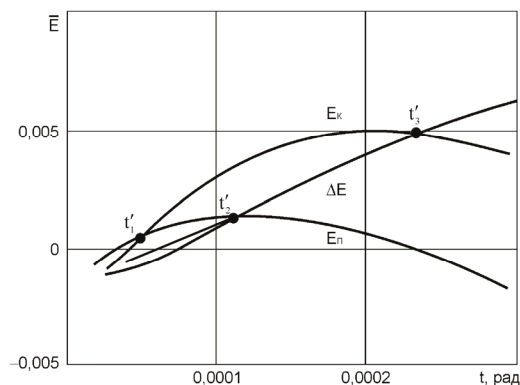


Рис. 4. Закономерности изменения энергий в первом периоде энергетического цикла

Анализируя приведенные зависимости, можно отметить тот факт, что имеются четыре отчетливо выраженных энергетических периода, первые три из которых начинаются при условии равенства $\bar{E}_{кр} = \bar{E}_{пт}$, т.е. тахионный квант не совершает работы ($\Delta E_m = 0$), и заканчивается условием, что вся кинетическая энергия уходит на его взаимодействие с другим объектом $\bar{E}_{кр} = \Delta \bar{E}_m$, а потенциальная

энергия при этом ($\bar{E}_{пт} = 0$) равняется (или очень близка) нулю. Области таких циклов ограничены значениями: 1-й период – $0,00004 \geq t \geq 0,00024$ (рис. 4); 2-й период – $0,001 \geq t \geq 0,006$ (рис. 5); 3-й период – $0,0025 \geq t \geq 0,043$ (рис. 3).

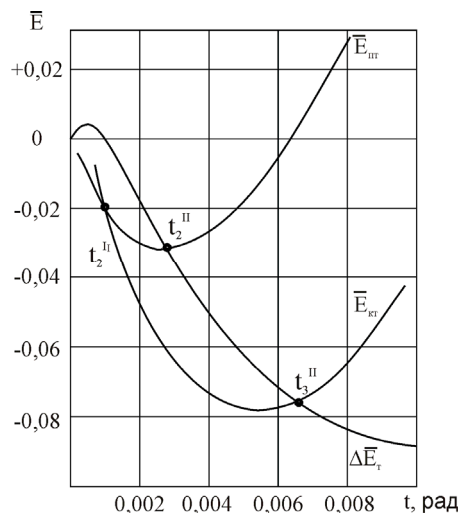


Рис. 5. Закономерности изменения энергий во втором периоде энергетического цикла

Принципиальной отличительной особенностью процессов является то обстоятельство, что в первом периоде все виды энергий $\bar{E}_{кр}$, $\bar{E}_{пт}$ и $\Delta \bar{E}_m$ имеют положительные значения, тогда как во втором – их относительные величины не только увеличиваются, но и меняют знак на противоположный, ($\bar{E}_{кр} < 0$; $\bar{E}_{пт} < 0$ и $\Delta \bar{E}_m < 0$), т.е. тахионный квант полностью находится в “энергетической яме”. В третьем периоде все виды энергий снова приобретают положительные значения, повторяя первый период на более высоком энергетическом уровне.

Точки равенства различных видов энергий при t_1 , t_2 , t_3 представляют особый интерес при оценке свойств вещества.

Анализ относительных значений энергий взаимодействующих квантов би-вещества показывает (табл. 1) что тахионный и барионный кванты би-вещества по признакам гравитационного взаимодействия находятся в различных точках энергетического цикла, поскольку равенству единице в тахионном кванте соответствует отношение кинетической и потенциальной энергий, тогда как в барионном

кванте единице равно отношения кинетической $E_{\kappa\bar{o}}$ и энергии его работы $\Delta E_{\bar{o}}$.

Таблица 1
Характерные признаки энергетических циклов
би-вещества

Кванты би-вещества	Гравитационное взаимодействие	Электромагнитное взаимодействие
Барионный	$\frac{E_{\kappa\bar{o}}}{\Delta E_{\bar{o}}} = 1, 0$	$\frac{E_{\varepsilon\kappa\bar{o}}}{E_{\varepsilon n\bar{o}}} = 1, 0$
Тахионный	$\frac{E_{\kappa m}}{E_{n m}} = 1, 0$	$\frac{E_{\varepsilon \kappa m}}{E_{\varepsilon n m}} = 1, 0$

Особые точки не только характеризуют тип взаимодействия, но и являются важнейшими энергетическими условиями образования и преобразования би-вещества, поскольку именно в этих точках происходит изменение соотношений энергий в барионном кванте, а значит, и качественное изменение параметров его вещества.

В самом деле, если в би-веществе рассматривается энергетическое единство двух квантов, то устойчивое существование барионного кванта возможно только в рамках сохранения его энергии:

$$E_{\kappa\bar{o}} - E_{n\bar{o}} = \Delta E_{\bar{o}}. \quad (10)$$

С учетом этого условия характерная точка энергетического цикла $\frac{\Delta E_{\bar{o}}}{\Delta E_{\bar{o}}} = 1, 0$ свидетельствует о том, что потенциальная энергия этого кванта стремится к нулю:

$$E_{n\bar{o}} \rightarrow 0, \quad (11)$$

что является условием катастрофы этого кванта.

Докажем это утверждение.

Одними из механизмов реализации коллапса барионного кванта по условию (11) являются предельные отклонения практически всех параметров барионного вещества. Так, например значения [1] температуры

$$T_{\bar{o}} = E_{n\bar{o}} \cdot E_{\kappa\bar{o}} \cdot \Delta E_{\bar{o}} \quad (12)$$

и давления

$$P_{\bar{o}} = \frac{E_{\kappa\bar{o}}^{9/2} \cdot E_{\kappa m}^{3/2} \cdot \Delta E_m^{3/2}}{E_{n\bar{o}}^{9/4} \cdot E_{n m}^{9/4} \cdot \Delta E_{\bar{o}}^{7/2}} \quad (13)$$

(при стремлении потенциальной энергии $E_{n\bar{o}}$ к нулю)

примут предельные (неопределенные) значения, т.е. появятся признаки физической катастрофы объекта.

Другой путь реализации коллапса барионного вещества по условию (11) лежит через разрушительное влияние изменения потенциальной энергии (стремящейся к нулю) на физические константы, которые призваны поддерживать стабильность барионного кванта. При этом тахионный квант “допускает”, что в барионном веществе часть параметров могут быть иными, чем его собственные, а другая часть физических констант, таких как:

– силы взаимодействия

$$F_{\bar{o}} = F_m = \frac{E_{\kappa\bar{o}}^{3/2} \cdot E_{\kappa\bar{o}}^{1/2} \cdot \Delta E_{\varepsilon m}^{1/2}}{E_{n\bar{o}}^{3/4} \cdot E_{n\bar{o}}^{3/4} \cdot \Delta E_{\bar{o}}^{1/2}}; \quad (14)$$

– газовые постоянные

$$R_{\bar{o}}^c = R_m^c = \frac{\Delta E_{\bar{o}}^{1/2}}{E_{n\bar{o}}^{1/4} \cdot E_{n\bar{o}}^{1/4} \cdot E_{\kappa\bar{o}}^{3/2} \cdot E_{\kappa\bar{o}}^{1/2} \cdot \Delta E_m^{1/2}}; \quad (15)$$

– числа Авогадро

$$N_{A_{\bar{o}}} = N_{A_m} = \frac{E_{n\bar{o}}^{1/4} \cdot E_{n\bar{o}}^{1/4} \cdot E_{\kappa\bar{o}}^{3/2} \cdot E_{\kappa\bar{o}}^{3/4} \cdot \Delta E_m^{1/2}}{\Delta E_{\bar{o}}^{1/4}}, \quad (16)$$

должны оставаться одинаковыми в обоих квантах [3].

По сути дела величины F , R^c , N_A , общие для каждого из квантов, одновременно “отвечают” и за стабильность состояния развития барионного кванта и за его разрушение, когда условия (14) – (16) не выполняются и возникают неравенства:

$$F_{\bar{o}} \neq F_m; \quad R_{\bar{o}}^c \neq R_m^c; \quad N_{A_{\bar{o}}} \neq N_{A_m},$$

что также ведет к разрушению барионного кванта.

При установлении энергетических условий катастроф следует иметь в виду, что в стабильности барионного кванта и его разрушении важную роль играют не только приведенные выше «персональные» значения констант, но и их объединения.

Так, произведение трех фундаментальных констант таково:

$$\begin{aligned} FR^c N_A &= \frac{E_{\kappa\bar{o}}^{3/2} \cdot E_{\kappa m}^{3/4} \cdot \Delta E_m^{1/2}}{E_{n\bar{o}}^{3/4} \cdot E_{n m}^{3/4} \cdot \Delta E_{\bar{o}}^{1/4}} = \\ &= 8,3144449 \text{ Дж/К} \cdot \text{моль}. \end{aligned} \quad (17)$$

Тем не менее, хорошо известно, что, хотя уни-

версальная газовая постоянная $R_{m\bar{o}}$ и определяется по иной энергетической зависимости

$$R_{m\bar{o}} = \frac{E_{nm}^{1/4} \cdot E_{\kappa\bar{o}}^{3/2} \cdot \Delta E_m^{1/2}}{E_{n\bar{o}}^{3/4} \cdot E_{\kappa m}^{1/4} \cdot \Delta E_{\bar{o}}^{1/4}} = 8,3144449 \text{ Дж/К·моль}, \quad (18)$$

однако по абсолютной величине ее значение совпадает с произведением трех отмеченных выше фундаментальных констант.

Произведение двух фундаментальных констант

$$FR^2 = \frac{1}{E_{n\bar{o}} \cdot E_{nm}} = 1,3806569 \cdot 10^{-23} \text{ Дж/К·моль}, \quad (19)$$

в свою очередь, и по энергетическому выражению

$$K_{B\bar{o}} = \frac{1}{E_{n\bar{o}} \cdot E_{nm}} = 1,3806569 \cdot 10^{-23} \text{ Дж/К·моль}, \quad (20)$$

и по численному значению равно постоянной Больцмана.

Таким образом, реализация условия (11) может осуществляться и через обобщенные константы, такие как $R_{m\bar{o}}$ – универсальная газовая постоянная и $K_{B\bar{o}}$ – постоянная Больцмана, при стремлении потенциальной энергии $E_{n\bar{o}}$ к нулю.

Другим признаком преобразования барионного кванта служит условие отсутствия его энергетического взаимодействия с тахионным квантом, что может быть оценено с помощью величины так называемого горизонта события r_{np} .

По определению [6] горизонтом называется величина линейного размера, равная произведению скорости передачи взаимодействия v на время ее передачи t :

$$r_{np\bar{o}} = v_{\bar{o}} \cdot t_{\bar{o}}. \quad (21)$$

Если в выражение (21) подставить энергетические значения скорости и времени [1], то получим

$$r_{np\bar{o}} = \frac{E_{n\bar{o}}^{3/4} \cdot E_{\kappa m}^{3/4} \Delta E_{\bar{o}}}{E_{\kappa\bar{o}} \cdot E_{\kappa m}^{1/2} \cdot \Delta E_m^{1/2}}. \quad (22)$$

Очевидно, что на величину горизонта событий оказывают влияние все виды энергий взаимодействующих квантов.

Однако следует, подчеркнуть особую роль по-

тенциальной энергий барионного кванта $E_{n\bar{o}}$: если при $E_{n\bar{o}} \rightarrow 0$ горизонт события исчезает, значит, барионный квант просто отсутствует.

Исходя из этого, можно констатировать, что горизонт событий начинается когда $E_{n\bar{o}} > 0$, существенно расширяется и достигает максимума при

$$\frac{E_{n\bar{o}}}{E_{\kappa m} \cdot \Delta E_m} \rightarrow \max, \text{ а затем снова сужается и прихо-}$$

дит в ноль по мере стремления $E_{n\bar{o}} \rightarrow 0$.

Таким образом, при выполнении условия (11) и факте отсутствия горизонта события существующий барионный квант разрушается и образуется барионный квант с новыми свойствами, способными обеспечить энергетическое равновесие.

Представленные исследования позволяют в обобщенном виде представить и производные энергетические условия, обеспечивающие преобразование свойств вещества в барионном кванте (табл. 2).

Очевидно, что условие стремления и равенства нулю потенциальной энергии барионного кванта является основным критерием преобразования его вещества.

Фундаментальные константы типа числа Авогадро и газовой постоянной играют двоякую роль. С одной стороны, они являются условием стабильности свойств вещества в обоих квантах, а с другой – их несоответствие своим аналогам в тахионном и барионном квантах ведет к катастрофе барионного кванта.

В существующей теории катастроф сложных систем [7] в качестве критериев их возникновения выступают особые точки в функциях описывающих развитие этих систем: максимума, минимума и точек перегибов.

Принципиальное отличие энергетических моделей преобразования барионного вещества состоит в том, что условиями разрушения барионных квантов и появления нового вещества являются точки пересечения различных видов энергии (рис. 2, 3 и 4), т.е. состояния, в которых осуществляется переход одного вида энергии в другой, что наиболее полно

вскрывает физическую сущность причин преобразования вещества (см. табл. 2).

Условия, приведенные в табл. 2, предопределяют

причины неизбежного разрушения барионных квантов, и позволяют произвести количественную оценку этого процесса [3].

Таблица 2

Энергетические условия преобразования вещества в барионном кванте

Параметры квантов	Энергетические условия преобразования	Последствия преобразования
Горизонт события	$r = \frac{E_{n\delta}^{3/4} \cdot E_{km}^{3/4} \cdot \Delta E_{\delta}}{E_{k\delta} \cdot E_{km}^{1/2} \cdot \Delta E_m^{1/2}} = 0$	Отсутствие взаимодействия, исчезновение барионного кванта
Сила взаимодействия	$F_{\delta} \neq \frac{E_{k\delta}^{3/2} \cdot E_{km}^{1/2} \cdot \Delta E_m^{1/2}}{E_{n\delta}^{3/4} \cdot E_{nm}^{3/4} \cdot \Delta E_{\delta}^{1/2}}$	Неравенство усилия взаимодействия, разрушение барионного кванта
Число Авогадро	$N_{A\delta} \neq \frac{E_{n\delta}^{1/4} \cdot E_{nm}^{1/4} \cdot E_{k\delta}^{3/2} \cdot E_{km}^{3/4} \cdot \Delta E_m^{1/2}}{\Delta E_m^{1/4}}$	Неравенство количества вещества в барионном и тахионном квантах, разрушение барионного кванта
Газовая постоянная	$R_{\delta}^{\Gamma} \neq \frac{\Delta E_{\delta}^{1/2}}{E_{n\delta}^{1/4} \cdot E_{nm}^{1/4} \cdot E_{k\delta}^{3/2} \cdot E_{km}^{1/2} \cdot \Delta E_m^{1/2}}$	Энергетическая неуравновешенность барионного и тахионного квантов.
Постоянная Больцмана	$K_{B\delta} \neq \frac{1}{E_{n\delta} \cdot E_{nm}}$	Взрыв (разрушение) барионного кванта. Образование нового вещества.

Выводы

Во взаимодействии квантов би-вещества выявлены энергетические циклы, обусловленные переходом потенциальной (E_n) энергии в кинетическую (E_k).

Условие стремления $E_{n\delta} \rightarrow 0$ к нулю принято за порог катастрофы барионных квантов, поскольку в таком случае:

- горизонт события $\tau_{n\delta}$ исчезает;
- усиления взаимодействия квантов F_{δ} и F_m не равны друг другу;
- не равны друг другу и два других определяющих условия: а) числа Авогадро и б) газовые постоянные, равенства которых предопределены исходными положениями гипотезы би-вещества.

Полученные результаты не только объясняют цикличность разрушения барионных квантов, но и позволяют произвести количественную оценку энергетических условий преобразования вещества.

Литература

1. Толмачев Н.Г. Би-вещество. Формирование энергетических моделей измерения ф-изических параметров. – Х., 2007. – 39 с. – [Электронный ре-

сурс]. – Режим доступа: <http://www.khal.edu/download/bi-substance.zip>.

2. Ксанфомалити Л. Темная вселенная // Наука и жизнь. – 2005. – № 5. – С. 58-68.

3. Толмачев Н.Г. Метод оценки параметров физического вакуума с помощью энергетических моделей измерения // Вісті Академії інженерних наук України. – К. – 2007. – № 3 (33). – С. 232-237.

4. Толмачев Н.Г. Идентификация физических параметров би-вещества в константах геометрических форм его квантов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 4(51). – С. 19-24.

5. Норден А.П. Курс дифференциальной геометрии. – М.: Физматгиз, 1958. – 244 с.

6. Прохоров А.М. Физический энциклопедический справочник. – М.: Сов. энциклопедия, 1983. – 943 с.

7. Аскольд В.И. Теория катастроф. – М.: МГУ, 1983. – 416 с.

Поступила в редакцию 15.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.И. Рябков, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 621.436-027.21

С.А. АЛЁХИН, И.А. КРАЮШКИН, С.В. ЛЫКОВ

Казённое предприятие «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению», Украина

УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВЫСОКОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ МАЛОЙ МОЩНОСТИ ПУТЁМ ИЗМЕНЕНИЯ УСЛОВИЙ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

В предложенной к рассмотрению статье сформулирована и рассмотрена важная задача улучшения технико-экономических показателей высокооборотного малолитражного дизеля малой мощности. Приведены недостатки конкретного двигателя с полуразделённой камерой сгорания, связанные с низкой долей использования циклового воздушного заряда в фазе быстрого горения топливовоздушной смеси. Указаны пути решения задачи при доводке геометрии элементов, образующих камеру сгорания. В работе приведены результаты экспериментальной проверки на стояночном энергоагрегате, указываются конкретные количественные показатели по снижению температур деталей и повышению мощности и экономичности, проиллюстрированы конструктивные изменения исходной и оптимизированной формы камеры сгорания дизеля стояночного энергоагрегата для военных бронированных машин.

высокооборотный малолитражный дизель, стояночный энергоагрегат, смесеобразование, камера сгорания, воздушный заряд

Введение

Широкое распространение высокооборотных дизелей малой мощности в составе стояночных энергетических установок для военных бронированных машин поставило перед разработчиками задачу существенного увеличения агрегатной мощности при повышении экономичности.

Основным резервом в решении данной задачи, как указывается в работе [1], является совершенствование рабочего цикла за счёт рационального изменения условий смесеобразования с учётом конструктивных особенностей каждого типа двигателя.

1. Формулирование задачи

Смесеобразование четырёхтактного двухцилиндрового двигателя 468А размерностью D×S (79×78 мм), предназначенного для работы в составе дизель-генераторной установки по нагрузочной характеристике, базируется на использовании полуразделённой камеры сгорания типа ЦНИДИ с литровой мощностью порядка 21 кВт/л.

Главным недостатком этой камеры является высокая теплонапряжённость головки поршня, распылителя форсунки и пары седло - выпускной клапан.

Следствием этого двигателю присущи следующие недостатки:

1. Коксование распыливающих отверстий форсунки (носик распылителя греется до 300 °С).
2. Обгорание доньшка поршня, особенно кромок входной горловины камеры в поршне, несмотря на термоизоляционное покрытие доньшка поршня.
3. Быстрый износ фаски выпускного клапана и потеря теплового зазора в паре толкатель - кулачок кулачкового вала.
4. Невозможность обеспечения многотопливности, что является обязательным требованием для эксплуатации военных бронированных машин.
5. Невозможность, вследствие вышесказанного, дальнейшего форсирования по агрегатной мощности.

В данной работе рассматривается решение задачи устранения недостатков путём изменения геометрии камеры сгорания двигателя.

2. Пути решения задачи

Анализ рабочего цикла с учётом возможной конструктивной рационализации элементов, образующих камеру сгорания, показал, что главным недостатком исходной конструкции камеры сгорания двигателя 468А является низкая доля использования циклового воздушного заряда в фазе быстрого сгорания топлива [2].

В объёме камеры типа ЦНИДИ, где происходит процесс быстрого сгорания находится всего 65% воздуха от общего объёма циклового воздушного заряда.

Потерянная для сгорания часть воздуха находится в торцевом зазоре между днищем поршня и доньшком головки, а также во впадинах под выпускным и впускным клапанами. В этих пространствах сгорание невозможно при любом α и качестве смесеобразования. Более того, при хорошем смесеобразовании упомянутые объёмы, включаясь в стадию догорания на линии расширения, являются основными факторами неполноты сгорания и дымности выпускных газов.

Исходя из вышеизложенного, была проведена конструктивная оптимизация формы камеры сгорания, которая учитывала:

1. Количество и диаметр распыливающих отверстий форсунки из условия длины топливного факела, исключающего попадание топлива на зеркало цилиндра. При этом учитывалось также эксцентричность и наклон расположения оси форсунки по отношению к оси цилиндра.

2. В плоскости, перпендикулярной оси цилиндра, топливные факелы наклонены в сторону поршня для исключения попадания топлива на днище головки цилиндра.

3. Форма и меняющаяся по объёму камера сгорания для фаз смесеобразования и сгорания идентифицировались на линии сжатия и расширения соответственно.

Форма камеры сгорания двигателя 468А-1, в ко-

тором происходит сгорание основной доли цикловой подачи топлива, содержит 82% циклового воздушного заряда.

Конструктивная схема исходной и оптимизированной формы камеры сгорания для форсированного двигателя 468А-1 представлена на рис. 1.

3. Результаты экспериментальной проверки

Сравнительные стендовые параметрические испытания двигателей 468А со штатной камерой сгорания типа ЦНИДИ и 468А-1 с оптимизированной камерой сгорания открытого типа проводились в составе дизель-генераторной установки со стартер-генератором СГ10-1С.

Замер мощности производился на клеммах генератора. При неизменных для 468А и 468А-1 параметрах газораспределения и топливоподачи получены следующие результаты:

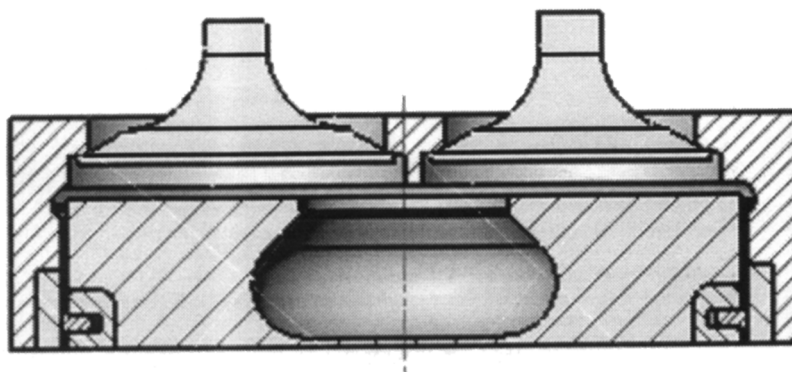
1. Увеличение максимальной мощности с 8 кВт до 10 кВт, или на 25%, что коррелируется с увеличением доли воздушного заряда в зоне быстрого сгорания топлива (литровая мощность изделия 468А-1 выросла до 25 кВт/л).

2. Удельный расход топлива при этом уменьшился с 230 г/э.л.с.ч. до 197 г/э.л.с.ч., что составляет 14,5%.

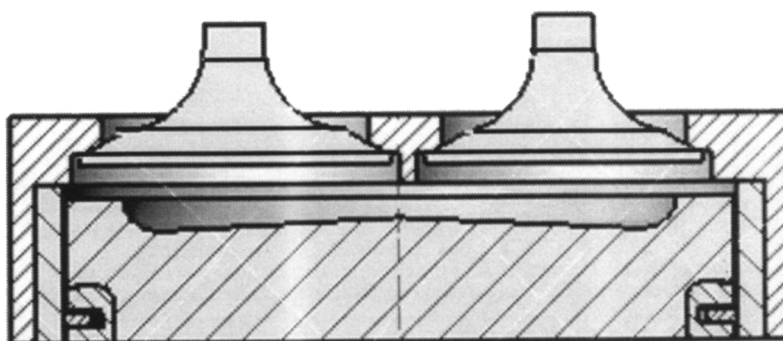
3. Температура доньшка поршня уменьшилась с 370 до 260 °С соответственно. Температура поршня определена по шкале остаточной твёрдости материала поршня из А/25 на глубине 5 мм в зоне камеры сгорания поршня.

4. Коксования распыливающих отверстий форсунки с оптимизированной камерой сгорания не наблюдалось, что косвенно говорит о сопоставимых значениях температуры распылителя двигателей мощностью 8 кВт с камерой ЦНИДИ и 10 кВт с оптимизированной камерой сгорания.

5. Существенное снижение температуры поршня позволяет обеспечить многотопливность двигателя.



Исходная форма камеры сгорания



Оптимизированная форма камеры сгорания

Рис. 1. Конструктивная схема исходной и оптимизированной формы камеры сгорания

Заключение

Результаты экспериментальной проверки подтверждают, что предложенные изменения геометрии камеры сгорания двигателя позволили решить поставленную задачу повышения мощности и экономичности. При этом уменьшилась теплонапряжённость деталей двигателя.

Литература

1. Абрамчук Ф.И., Тимченко Д.И. Улучшение технико-экономических и экологических показателей высокооборотных дизелей малой мощности пу-

тём изменения условий смесеобразования // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – № 1. – С. 86-88.

2. Петров В.А., Малявинский А.М. Автомобильные двигатели. – М., 1947. – 584 с.

Поступила в редакцию 29.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Пылёв, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков.

УДК 621.1.076-627.8

О.М. БУГАЕНКО, Ю.А. ГУСЕВ, Н.В. НЕЧИПОРУК*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ ГАЗОГЕНЕРАТОР
ДЛЯ ЛИКВИДАЦИИ ПОСЛЕДСТВИЙ ЗАГРЯЗНЕНИЙ ВОДНЫХ
АКВАТОРИЙ И ГРУНТА НЕФТЕПРОДУКТАМИ**

Рассмотрены вопросы разработки генератора многофазных потоков для ликвидации последствий загрязнения больших площадей водных акваторий и грунта нефтепродуктами. Представлена математическая модель многофазного разгонного устройства. Проведена верификация разработанной модели. Спроектированы выходные устройства для двигателей ГТД-5, АИ9-В и ТВЗ-117. На основании проведенных исследований создана совместная математическая модель газотурбинного двигателя и многофазного разгонного устройства. Приведены результаты экспериментальных исследований генератора многофазных потоков, подтверждающие эффективность его работы.

многофазный поток, математическая модель, разгонное устройство, сорбент, нефтяное загрязнение, дальнобойность

Введение

Аварийные разливы нефти и нефтепродуктов (ННП) происходят на нефтедобывающих и нефтеперерабатывающих предприятиях, а также при их транспортировке, чем наносят ощутимый вред экосистеме земли и приводят к негативным экономическим и социальным последствиям. Загрязнение нефтепродуктами водных акваторий и грунта обусловлено, прежде всего, изношенностью технологического оборудования предприятий, танкеров и трубопроводов, транспортирующих нефть, а также человеческим фактором.

При ликвидации нефтяного загрязнения применяются боновые заграждения, препятствующие растеканию нефтепродуктов, с последующим их сбором с применением различных технических устройств: нефтемусоросборщиков, скиммеров, насосов, ковшевых черпалок и др. [1]. Традиционная технология очистки воды и почвы от нефтепродуктов включает в себя распределение тонкодисперсных сорбционных материалов на большой поверхности с последующим их сбором. Для более тонкой очистки поверхности воды и почвы необходимо введение в загрязненную среду препарата, содержащего

нефтеоокисляющие бактерии. Технология доставки и распределения сорбента и биопрепарата на большие поверхности водных акваторий и грунта, загрязненных нефтепродуктами в течение короткого времени, требует применения специализированных установок, *создание которых представляет современную научно-практическую задачу.*

Несмотря на проводимую в последнее время государством политику в области предупреждения и ликвидации последствий аварийных разливов нефти и нефтепродуктов, (последний случай крушения двух кораблей с мазутом в Керченском проливе), данная проблема остается актуальной и требует дополнительного внимания.

Важным современным направлением двигателестроения является расширение области применения газотурбинных двигателей. В настоящее время в Украине разработаны и применяются газотурбинные установки, позволяющие решать различные технико-экологические задачи, такие как: очистка труб от парафиновых отложений, освобождение железнодорожных вагонов от остатков сыпучих пылеобразующих грузов, а также очистка и просушка взлетно-посадочных полос аэродромов, дезактива-

ция технических объектов и другие.

Таким образом, проблема создания многофункционального газогенератора многофазного потока, позволяющего повысить эффективность экологических технологий, в частности, при ликвидации нефтяных загрязнений водных акваторий и грунтов, **является актуальной** как в практическом, так и в научном плане.

Цель и задачи исследования

Целью работы является научно-техническое обоснование и исследование нового типа газотурбинной установки – многофункционального газогенератора с трехфазным разгонным устройством, позволяющего осуществлять мероприятия, повышающие эффективность экологических технологий по стабилизации состояния окружающей среды в случае техногенно-экологического загрязнения, в частности, при аварийном разливе нефти.

Для реализации поставленной цели требуется решить следующие **основные задачи**:

1) разработать математическую модель трехфазного разгонного устройства и на ее основе создать методику расчета профиля разгонного устройства газогенератора с трехфазным течением рабочего тела, обеспечивающего максимальные дальность трехфазного потока и площадь орошения пятна нефтяного загрязнения;

2) выполнить верификацию разработанной математической модели разгонного устройства с трехфазным течением рабочего тела с использованием моделирования в двухмерном пространстве течения трехфазного сорбентного потока;

3) разработать математическую модель многофазного газогенератора, которая отражает совместную работу ГТД с многофазным разгонным устройством в широком диапазоне режимов работы и внешних условий, с учетом физических параметров твердой фазы - нефтепоглощающих сорбентов;

4) создать экспериментальную установку и провести исследования многофазных сорбентных пото-

ков, а также выработать рекомендации по использованию полученных результатов при решении задач ликвидации техногенно-экологического загрязнения.

Решение проблемы

Выполнив анализ современного состояния разработок технологических устройств, основанных на использовании энергии газовой струи, оценив энергетические характеристики различных типов реактивных двигателей как источников газовой струи многофункционального генератора многофазного потока, пришли к выводу, что наиболее эффективным и экономически целесообразным источником газового потока многофазной установки является газотурбинный двигатель.

Анализ технико-экологических процессов, в которых возможно применение энергии реактивной струи газотурбинного двигателя показал, что многофазный газогенератор на базе авиационного ГТД может быть использован для решения многочисленных инженерно-экологических задач. Однако без создания математических моделей (ММ) многофазного сопла и двигателя, а также ММ их совместной работы, решение вышеперечисленных задач не представляется возможным.

Разработка математической модели многофазных разгонных устройств многофункционального газогенератора

Для создания ММ [2, 3] рассматривался двухфазный поток – газ, жидкость и трехфазный – газ, жидкость и твердые частицы (ТЧ). Принято, что ТЧ имеет сферическую форму, а жидкая и твердая фазы не взаимодействуют непосредственно между собой, т.е. отсутствуют столкновение и теплообмен между каплями жидкости и ТЧ. Схема трехфазного разгонного устройства изображена на (рис. 1).

ММ двухфазного разгонного устройства представлена уравнениями закона сохранения масс и энергии смеси, уравнением состояния и сохранения

количества движения фаз; притока тепла к жидкой фазе, соотношениями для коэффициентов теплоотдачи и зависимостью, определяющей диаметр капели. Предлагаемая модель отличается от существующих видом ее замыкающего уравнения. Рассмотрены замыкающие уравнения - закон изменения проскальзывания фаз по длине сопла

$$W_z - W_k = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 \quad (1),$$

и закон распределения давления в сопле

$$P = ax^3 + bx^2 + cx + d. \quad (2).$$

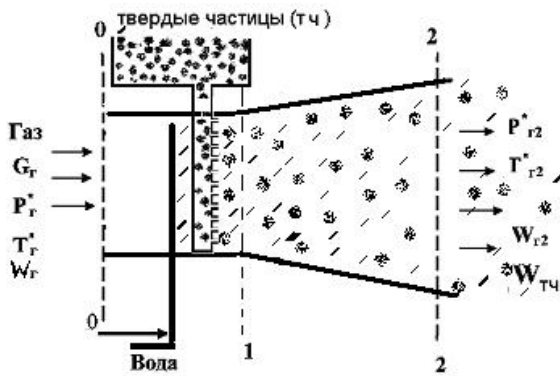


Рис. 1. Схема трехфазного разгонного устройства

Коэффициенты a_1 и a_2 определялись из условия обеспечения минимального значения диаметра капли при заданном интервале длин сопла. Поиск минимума осуществлялся методом кратчайшего спуска. Для определения коэффициента c задавалась необходимая длина сопла.

Был выполнен анализ зависимости параметров фаз на выходе из двигателя от выбора замыкающего уравнения и параметров на входе в сопло [4].

Рассматриваемая ММ позволяет решать прямую задачу (определение распределения параметров по длине сопла при его заданной геометрии) и обратную задачу - расчет профиля сопла.

За основу модели трехфазного разгонного устройства принята модель гетерогенного двухфазного потока, дополненная уравнениями третьей фазы. ММ трехфазного сопла представлена следующими уравнениями:

Уравнения закона сохранения масс и энергии, а также уравнение состояния смеси имеют вид:

$$m_k = \rho_k W_k f_k; \quad m_z = \rho_z W_z f_z; \quad m_s = \rho_s W_s f_s;$$

$$f = f_z + f_k + f_s;$$

$$m_z \left(C_p T_z + \frac{W_z^2}{2} \right) + m_k \left(C_k T_k + \frac{W_k^2}{2} + \xi \frac{P}{\rho_k} \right) + m_s \left(C_s T_s + \frac{W_s^2}{2} + \xi \frac{P}{\rho_s} \right) = \text{Const}. \quad (3)$$

Уравнения сохранения количества движения фаз:

$$m_z dW_z = -f_z dP - dX_k - dX_{mz} - dX_s;$$

$$m_k dW_k = -\xi f_k dP + dX_k - dX_{mk}; \quad (4)$$

$$m_s dW_s = -\xi f_s dP + dX_s - dX_{ms}.$$

Уравнения притока тепла к жидкой и твердой фазам:

$$C_j \rho_j d_j dT_j = \alpha_j (T_z - T_j) \frac{dx}{W_j}, \quad (5)$$

где W , T , P , C , m , f , ρ , α , ξ - параметры фаз: скорость, температура, давление, теплоемкость, масса, суммарная площадь сечения, занимаемая отдельной фазой, плотность, коэффициент теплопередачи, коэффициент влияния конечности объема; $j = k$ - жидкая фаза; s - твердая фаза.

При профилировании сопла трехфазного потока, т.е. при решении обратной задачи, использовались следующие замыкающие уравнения:

$$P = kx + b; \quad (6)$$

$$W_z - W_s = kx + b. \quad (7)$$

При использовании закона профилирования (7) задавалась разница скоростей газа и твердой частицы на выходе из сопла. Учитывая то, что при практическом применении трехфазных сопел необходимо обеспечить как можно большее значение скорости твердой частицы, разница скоростей принималась наименьшей. Полученная система уравнений решалась численным методом Рунге-Кутты. В качестве переменной интегрирования выбиралось давление - P . Программа была написана на языке программирования Delphi.

С использованием описанной выше математической модели трехфазного устройства выполнены варианты расчеты эффективности его действия для

разных видов замыкающих уравнений. Эффективность разгонного устройства трехфазного потока определялась скоростью ТЧ на срезе сопла. Приведены результаты исследования зависимости скорости ТЧ в трехфазном потоке на выходе из сопла от длины сопла, коэффициента инжекции твердой фазы, степени расширения газа при использовании различных замыкающих уравнений. Анализ результатов исследований, представленных на (рис. 2 и 3), позволяет сделать вывод о том, что закон изменения проскальзывания фаз, используемый в трехфазных разгонных устройствах, явно уступает в обеспечении максимальной скорости твердой частицы закону изменения давления по длине сопла.

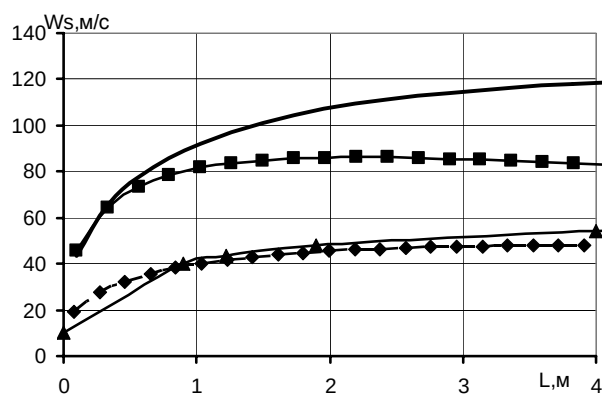


Рис. 2. Влияние длины сопла, на скорость твердой частицы для замыкающего уравнения –(2):
 — TR3-117; ■ ■ ■ – АИ9-В (рабочее тело из-за компрессора); ♦ ♦ ♦ – АИ9-В (рабочее тело из-за турбины); – для уравнения (1): ▲▲▲ – АИ9-В (рабочее тело из-за турбины)

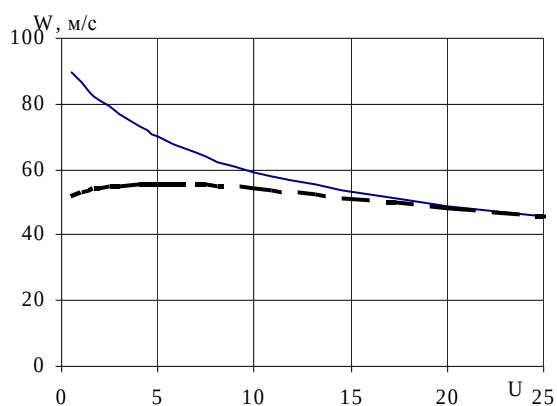


Рис. 3. Зависимость скорости твердой частицы от коэффициента инжекции: для замыкающих уравнений: — — $P = cx + d$; - - - - $W_s - W_{s0} = a_0$

Созданная программа расчета профиля трехфазного сопла позволяет определить основные геометрические размеры разгонных устройств для различных ГТД. На (рис. 4.) представлены профили трехфазных сопел двигателей ТВЗ-117 и ГТД-5. Сделан вывод о том, что, при проектировании многофазных разгонных устройств, обеспечивающих максимальную дальность полета потока, необходимо использовать ММ с замыкающим уравнением (2).

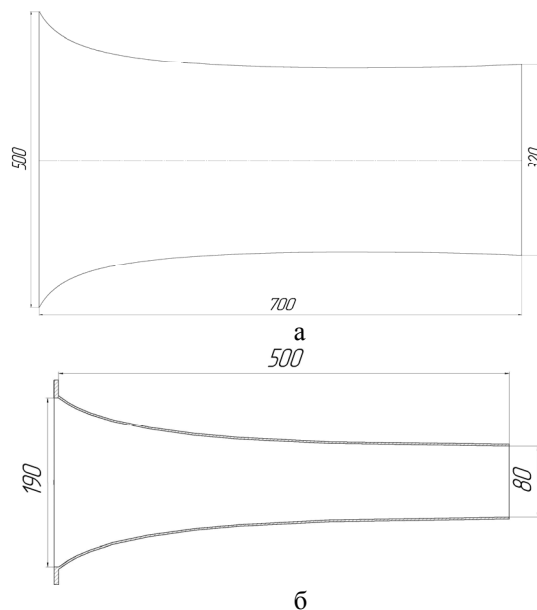


Рис. 4. Профили трехфазных сопел двигателей:
 а – ТВЗ-117; б – ГТД-5

Верификация математической модели

В разделе рассматривается экспериментальная расчетная верификация математической модели трехфазного разгонного устройства [5], представленная уравнениями (3) – (7). Для определения достоверности результатов, полученных с помощью рассмотренной модели многофазных разгонных устройств, были использованы современные методы вычислительной аэрогидродинамики (ВАГД).

Многофазное течение моделировалось как двухфазная смесь с эйлеровым описанием газовой фазы (сплошная среда) и лагранжевым описанием движения частиц (траекторная модель). Взаимодействие фаз учитывалось на основе модели «частица – источник в ячейке», в соответствии с которой присут-

ствие частицы в потоке проявляется через дополнительные источники в уравнениях сохранения сплошной фазы.

Поведение газовой фазы в методе ВАГД представлено системой дифференциальных уравнений в частных производных, состоящей из осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса и двух уравнений дифференциальной модели турбулентности k - ϵ типа.

Траектории частиц моделировались путем интегрирования уравнения баланса сил, действующих на частицу, которое уравнивает инерцию частицы с силой аэродинамического сопротивления и силой тяжести.

При моделировании дискретной фазы задавались начальные условия: положение частицы, ее скорость, диаметр, массовый расход частиц, следующих вдоль траектории. Предполагалось, что при столкновении со стенкой частица захватывается ею.

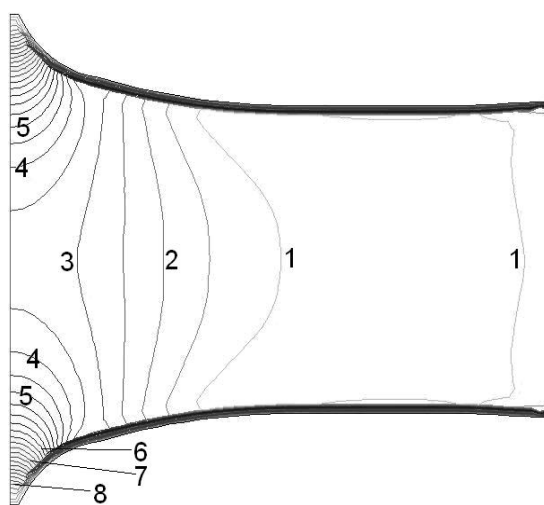


Рис. 5. Изолинии скорости:
1 – 406 м/с; 2 – 378 м/с; 3 – 350 м/с;
4 – 322 м/с; 5 – 294 м/с; 6 – 238 м/с;
7 – 128 м/с; 8 – 70 м/с

Графики изменения основных параметров представлены на (рис. 7 и 8). Как видно из графиков, характер изменения скорости дисперсной фазы, полученный методом ВАГД и с помощью математической модели многофазного сопла, одинаковый, при этом максимальное отклонение значений составляет

Решение проведено в двумерной расчетной области, соответствующей проточной части разгонного сопла. Расчетная область покрывалась неравномерной расчетной сеткой.

Для доверия результатам расчета проведено сравнение значения коэффициента гидравлического сопротивления сопла полученного методом ВАГД со значением, рассчитанным аналитическим методом по зависимостям Г.Н. Абрамовича. Различие значений гидравлических сопротивлений составляет 2,6%, что свидетельствует о достоверности полученных методами ВАГД решений и о возможности использования данных результатов для верификации математической модели многофазного разгонного устройства.

Графическое представление полученных полей скоростей и давлений частиц дисперсной фазы в разгонном сопле представлены на (рис. 5, 6.).

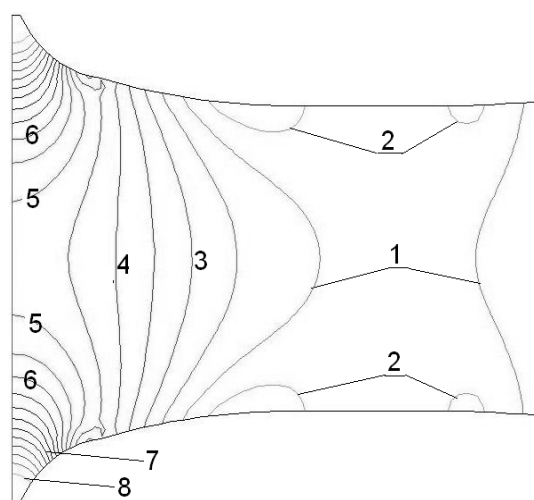


Рис. 6. Изолинии давления:
1 – 98,8 кПа; 2 – 93,1 кПа; 3 – 110,2 кПа;
4 – 121,5 кПа; 5 – 132,9 кПа; 6 – 144,2 кПа;
7 – 166,9 кПа; 8 – 195,3 кПа

10% (или в абсолютных значениях 9 м/с). Характер изменения скорости и давления газа по длине сопла совпадает для обоих вариантов расчета, а максимальное отличие значений составляет 4,6% (18 м/с) для скорости газа и 11,9% (14 кПа) для давления.

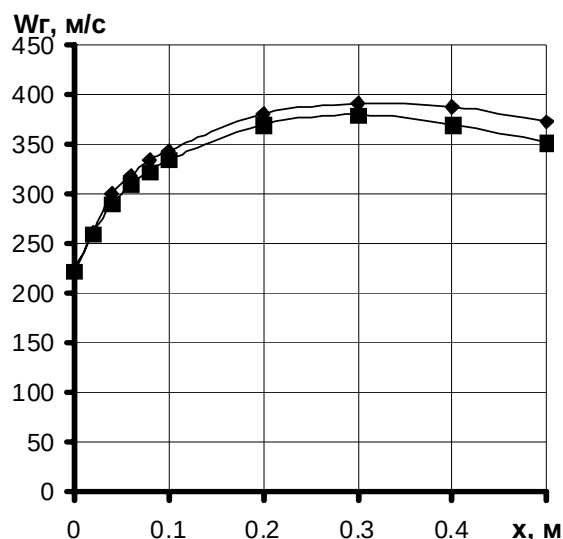


Рис. 7. Изменение скорости газа:

■ ■ ■ – результаты ВАГД
♦ ♦ ♦ – результаты ММ многофазного сопла

Совместная ММ МРУ и ГТД

В разделе приведены исследования совместной математической модели многофазного разгонного сопла и газотурбинного двигателя – модели исследуемой установки [2, 6].

ММ ГТД представлена универсальной моделью, разработанной в Национальном аэрокосмическом университете им. Н.Е Жуковского «ХАИ» для диагностирования двигателей.

Процедура расчета параметров проточной части имеет итеративный характер и представлена как алгоритм получения следующего приближения независимых переменных по предыдущему приближению:

$$\bar{Q}^i = f(\bar{Q}^{i-1}), \quad i = 1...n.$$

Целенаправленная коррекция независимых переменных возможна только на основании использования информации об их влиянии на условия совместной работы узлов. Мерой выполнения этих условий являются невязки $\bar{H}$. Эти невязки $\bar{H}$ зависят от значений независимых переменных $\bar{Q}$, внешних условий $\bar{U}_n$, параметров режима $\bar{U}_p$ и параметров узлов $\bar{v}$. Состав независимых переменных $\bar{Q}$ моде-

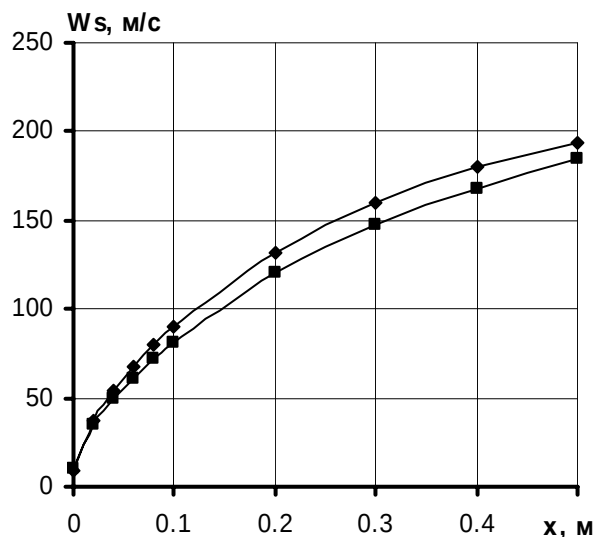


Рис. 8. Изменение скорости дисперсной фазы:

■ ■ ■ – результаты ВАГД
♦ ♦ ♦ – результаты ММ многофазного сопла

ли выбирался так, чтобы обеспечить расчет всех параметров проточной части по направлению движения потока. Полный перечень независимых переменных, используемых в данной модели, приведен в (табл. 1).

Таблица 1

Состав независимых переменных модели

Наименование	Обозначение
Приведенная частота вращения ротора	n_{np}
Параметр положения текущей точки на характеристике компрессора	Z
Температура газов за камерой сгорания	$T_{кс}^*$
Степень повышения давления	π_k
Степень понижения давления в турбине	π_m^*

Для выбранного нами двигателя ТРД, имеем следующую систему уравнений:

– невязки между мощностью турбины и компрессора:

$$H_{Nn}(\bar{Q}) = \frac{N_k(\bar{Q})}{N_m(\bar{Q})\eta_{мех} - \Delta N_{омб}} - 1 = 0;$$

– невязка между значениями приведенного расхода через сопловой аппарат турбины, рассчитанного по параметрам рабочего тела на входе в турбину и опре-

деленного по расходной характеристике турбины:

$$H_{Am}(\bar{Q}) = \frac{A_{m,расч}(\bar{Q})}{A_{m.}(\bar{Q})} - 1 = 0;$$

– невязка между значениями расхода воздуха, определенного по характеристике компрессора:

$$H_{\pi}(\bar{Q}) = \frac{\pi_{K\Sigma}(\bar{Q})}{P_{\kappa}^*(\bar{Q}) / P_{ex}^*(\bar{Q})} - 1 = 0;$$

– невязки, сформированные по значениям параметров управления, определяющих режим работы двигателя – заданным и рассчитанным по текущим значениям независимых переменных:

$$H_U(\bar{Q}) = \frac{U_p(\bar{Q})}{U_{p,зад}(\bar{Q})} - 1 = 0,$$

где

$\bar{Q} = [mn_{кнд.пр} Z_{кнд} n_{квд.пр} \pi_{K\Sigma} Z_{квд} T_{K\Sigma}^* \pi_{твд}^* \pi_{тнд}^* P_{см}]^T$ – независимые переменные.

Пакет программ для моделирования параметров ГТД на установившихся режимах отражает качественный состав и взаимодействие программных компонент. Для расчета параметров установившегося режима ТРД вызывающая программа обращается к программе решения системы нелинейных алгебраических уравнений. В этой программе независимые переменные представлены в нормированной форме и пронумерованы подряд от 1 до 10. В универсальных программах термодинамических расчетов эти независимые переменные используются в размерной форме. Поэтому необходима промежуточная программа, в функции которой входит перевод независимых переменных в размерную форму, установление соответствия между номерами независимых переменных в указанных программах и вызов программы расчета невязок.

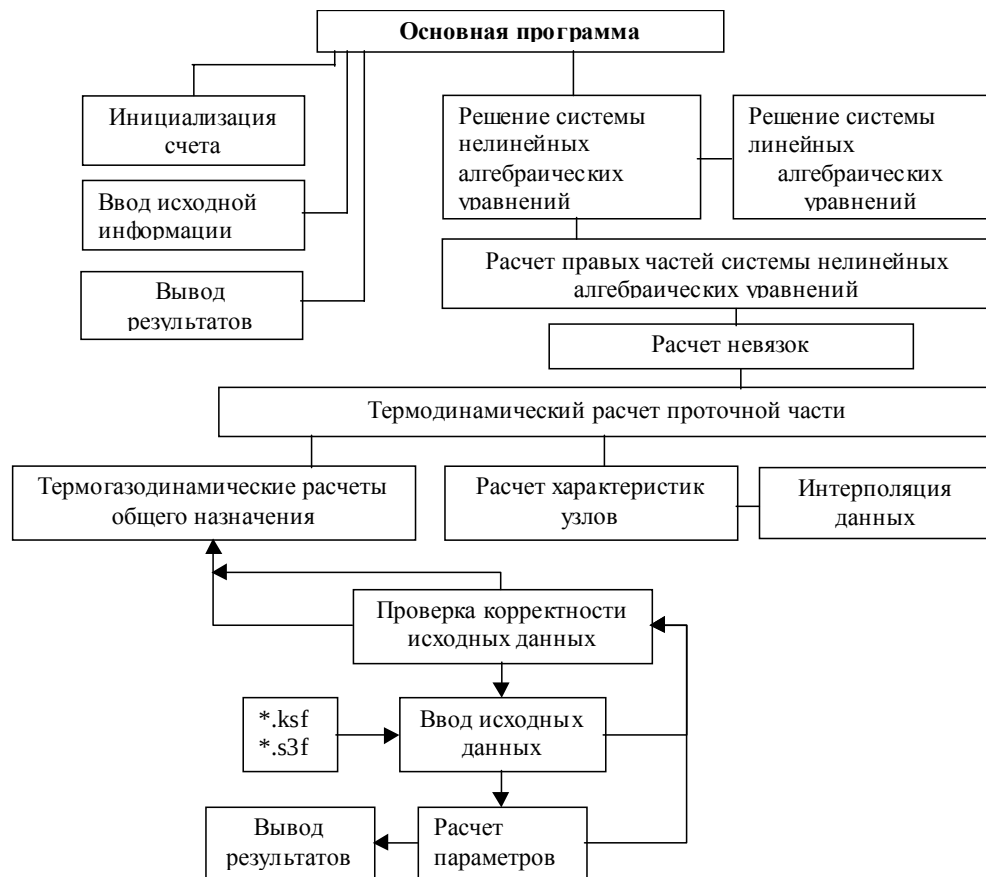


Рис.9. Структура программы совместной модели газотурбинный двигатель – трехфазное сопло

Программа расчета невязок выполняет следующие функции: вызов программы термогазодинамического расчета проточной части моделируемого ГТД; вычисление невязок.

Программа термогазодинамического расчета предназначена для определения параметров ТРД, соответствующих заданным значениям независимых переменных. Эта программа составлена на основе использования универсального модуля термогазодинамического расчета однофазного газогенератора.

Программа расчета трехфазного разгонного сопла реализована в виде динамически подгружаемой внешней библиотеки. В данном модуле реализовано решение прямой задачи на основании трехфазной модели, т.е. при известной геометрии сопла определяются изменение параметров фаз по длине сопла. Структурная схема математической модели многофункционального газогенератора представлена на (рис. 9).

Таким образом был сделан вывод, что разработанная ММ может быть применена при исследовании проблем создания многофункционального газогенератора, решающего задачи повышения эффективности экологических технологий.

Результаты экспериментальных исследований

В разделе рассматриваются результаты экспериментальных исследований многофазных сорбентных потоков, а также даны рекомендации по использованию полученных результатов при решении технологически-экологических задач [7].

Представлены экспериментальные установки, разработанные в Национальном аэрокосмическом университете им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» на базе таких авиационных двигателей, как АИ9-В и ГТД-5 (рис. 10 и 11).

Установка на базе ГТД-5 предназначена для доставки твердых частиц сорбента, а на базе АИ9-В – для твердых частиц сорбента и жидкого биосорбента. В

качестве биосорбента использовался водный раствор биопрепарата ВИКОЛИН, а в качестве сорбента – древесная стружка. Рассматривается применение указанных установок при решении задач пожаротушения и пылеподавления.



Рис. 10. Экспериментальная установка на базе двигателя ГТД-5



Рис. 11. Распыление биопрепарата, содержащего нефтеокисляющие бактерии, с использованием «холодного сопла» двигателя АИ-9В

В (табл. 2) представлены результаты экспериментальных исследований по дальнобойности и площади орошения различными многофазными сорбентными потоками (в случае применения в качестве несущей фазы воздуха, отбираемого от компрессора двигателя АИ9-В, сопло получило название «холодного», в отличие от остальных установок, использующих горячий газ).

Приведены данные исследований дисперсности жидкой фазы с использованием лазерной технологии измерения. Показано, что, в зависимости от ре-

жима работы двигателя и расхода жидкой фазы, диаметр капли может составлять от 40 до 200 мкм.

При рекультивации почвы, загрязненной нефтепродуктами, возможно применение мелкодисперсного двухфазного потока биосорбента. В связи с этим нами были проведены исследования по применению механического струнного диспергатора на

двухфазных соплах разработанных нами установок. Струнный диспергатор осуществляет дополнительное дробление капель жидкой фазы. Приведенные результаты позволяют сделать вывод о том, что применение струнного диспергатора приводит к значительному уменьшению размера капель, но одновременно уменьшает дальность потока.

Таблица 2

Результаты экспериментальных исследований

Исследуемые многофункциональные газогенераторы	Параметры газогенераторов								
	Расход газа (кг/с)	Давление газа за турбиной (кг/см ²)	Давление жидкости (кг/см ²)	Расход жидкости (л/с)	Диаметр капли жидкости (мкм)	Расход твердого сорбента (м ³ /мин)	Температура многофазного потока (°C)	Дальность потока (м)	Площадь орошения поверхности потоком (м ²)
ГТД-5 с двухфазным соплом	0,8	0,3	2,5	2,5	50 – 70	–	40 – 45	25 – 30	до 20 – 25
АИ9-В с двухфазным соплом	1,4	0,243	2,5	2,5	50 – 70	–	40 – 45	25 – 30	до 20 – 25
АИ9-В с двухфазным «холодным» соплом	0,4	2,5	2,5	2,5	35 – 50	–	20 – 30	30 – 40	до 20 – 25
ГТД-5 с трехфазным соплом	0,8	0,33	2,5	0,75	–	1,0	40 – 45	30 – 40	до 30

Исследована эффективность сорбентных свойств древесной стружки. Для этой цели в емкость с водой, загрязненной дизельным топливом, помещалась древесная стружка из расчета 0,35 кг на квадратный метр. Насыщение стружки продолжалось в течение двух суток. Взвешивание извлеченной стружки после удаления из нее пор воды показало увеличение веса за счет насыщения дизельным топливом на 50%, что свидетельствует о высоких сорбентных качествах древесной стружки.

Разработаны рекомендации по применению многофункциональной газотурбинной установки, позволяющей повысить эффективность экологических технологий при ликвидации техногенного нефтяного загрязнения.

Выводы

1. Применяемые при ликвидации загрязнения водных акваторий – боновые заграждения и различные технические устройства сбора нефтепродуктов,

такие как скиммеры, насосы, ковшевые черпалки и др. не обеспечивают должной эффективности очистки. Более тонкая очистка поверхности воды и также грунта с применением биопрепарата требует введение в загрязненную среду биопрепарата, технология доставки и распределения которого на большие поверхности водных акваторий и грунта, загрязненных нефтепродуктами в течение короткого времени должным образом в настоящее время не решена. В связи с этим *создание многофункционального многофазного газогенератора*, обеспечивающего в течение короткого времени доставку и распределение сорбента и биопрепарата на большие загрязненные нефтепродуктами поверхности водных акваторий и грунта является *актуальной научной и практической работой*.

2. Предложен многофункциональный газогенератор, позволяющий решить эту проблему, повышающий эффективность экологических технологий, в частности, при ликвидации нефтяных загрязнений водных акваторий и грунтов.

3. Разработана методика профилирования разгонного устройства многофазного газогенератора, которая отличается использованием математической модели течения трехфазного рабочего тела, позволяющего расширить спектр применения сорбентов при ликвидации нефтяного загрязнения водных акваторий и грунта.

4. Разработаны методические подходы к моделированию осесимметричного течения многофазного потока и с использованием данного моделирования выполнена верификация предложенной математической модели течения трехфазного рабочего тела.

5. Представлена математическая модель исследуемого многофункционального газогенератора, включающая модель двигателя и модель многофазного разгонного устройства, обеспечивающая расчет параметров сорбентных потоков в широком диапазоне режимов работы.

6. С использованием созданного многофазного газогенератора проведены исследования многофазных сорбентных потоков. Полученные автором результаты могут быть использованы при выработке рекомендаций по использованию полученных результатов при разработке технологий ликвидации техногенно-экологических загрязнений.

Литература

1. Чурсин В.Ф., Горбунов С.В., Федотова Т.В. Аварийные разливы нефти: средства локализации и методы ликвидации // Системы безопасности. – 2004. – № 1. – С. 37-41.

2. Математическое моделирование многофункциональных генераторов двухфазных потоков на базе авиационных ГТД / С.В. Епифанов, О.М. Бугаенко, Ю.А. Гусев, В.С. Чигрин // Вестник двигателестроения. – 2004. – № 2. – С. 78-81.

3. Математическое моделирование многофункциональных генераторов трехфазных потоков на базе авиационных ГТД / С.В. Епифанов, О.М. Бугаенко, Ю.А. Гусев, А.В. Складов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 8 (24). – С. 58-61.

4. Бугаенко О.М. Анализ зависимости параметров фаз на выходе газотурбинной установки от выбора замыкающего уравнения и параметров на входе в сопло // Вестник двигателестроения. журн. – 2008. – № 1. – С. 22-25.

5. Проверка достоверности математической модели многофазного разгонного сопла / В.Е. Костюк, О.М. Бугаенко, Ю.А. Гусев, А.В. Складов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2006. – № 7 (33). – С. 157-160.

6. Бугаенко О.М., Зеленский Р.Л., Складов А.В. Программная реализация математической модели многофункционального генератора трехфазного потока на базе авиационного ГТД // Міжнар. наук.-техн. конф. «Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні». ІКТМ'2005.: Тез. доповідей. – Х.: ХАІ, 2005. – С. 119-120.

7. Многофазный генератор на базе газотурбинного двигателя для решения задачи очистки водной поверхности от нефтепродуктов / О.М. Бугаенко, Ю.А. Гусев, С.В. Епифанов, А.В. Складов // Сучасні проблеми охорони довкілля раціонального використання водних ресурсів та очистки природних і стічних вод: Тр. Міжнар. наук.-практ. конф. – К.: Товариство «Знання», 2007. – С. 49-52.

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Е. Ведь, Национальный технический ун-т «ХПИ», Харьков.

УДК 389.6:629.7.036

С.М. СТЕПАНЕНКО, Л.И. ПАПЧЕНКОВА, В.Г. ХАРЧЕНКО

ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

К ВОПРОСУ О РАБОТЕ С КЛЮЧЕВЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Внедрение на предприятиях, разрабатывающих и изготавливающих авиационную технику, системы качества на основе стандартов ISO 9000 и европейских стандартов аэрокосмической серии EN 9100 ставит задачу разграничения подходов к работе с выделяемыми особо ответственными, критическими и ключевыми характеристиками выпускаемой авиационной техники. В статье анализируются требования, предъявляемые к управлению ключевыми характеристиками согласно стандарту prEN 9103. Рассмотрена рекомендуемая модель процесса управления ключевыми характеристиками.

система качества, ключевые характеристики, управление, процессы, стандарт, ISO 9000, EN 9100

1. Внедрение стандартов системы качества и другие системы управления производственными процессами

Предприятия, многие годы проектирующие и изготавливающие авиационную технику, в условиях конверсии своих производств сталкиваются с необходимостью внедрять у себя признаваемые в современном мире системы качества, соответствующие нормативным документам сугубо гражданской авиации, и при этом решать вопрос как поступать со сложившимися за многие годы используемыми другими системами организации производственного процесса и системами контроля особо ответственных процессов изготовления изделий, их параметров и размеров. В сфере производства авиационной техники гражданского назначения совершенствование системы качества осуществляется на основе международных стандартов ISO серии 9000 и стандартов аэрокосмической серии EN 9100 Европейской Ассоциации Аэрокосмической Индустрии (АЕСМА). Стандарт этой серии prEN 9103 [1] предписывает правила управления ключевыми характеристиками.

2. Разные системы – разные требования к характеристикам авиатехники, параметрам и процессам

Уже на стадии проектирования изделий авиационной техники к особо ответственным деталям, сборочным единицам, параметрам и процессам выдвигаются особые требования, которые ставят условия по особому отношению к этим объектам в процессе производства и эксплуатации.

Согласно АП-33, ОТУ-2006 [2, 3] определяются «основные детали», разрушение или последствие разрушения которых могут привести к опасным последствиям. Статус этих деталей обращает внимание на необходимость особого отношения как к их изготовлению, так и к контролю их целостности в процессе эксплуатации. Кроме этого, в соответствии с отраслевыми авиационными стандартами выделяются «особо ответственные детали и сборочные единицы», технологические процессы изготовления, сборки и испытаний которых должны являться директивными.

«Директивный технологический процесс» – процесс, в технологических документах на который, предписывается использование при изготовлении изделия обязательных технологических методов и средств технологического оснащения с маршрутным описанием технологических операций в последовательности их выполнения.

Выделение «основных деталей» и «особо ответственных деталей и сборочных единиц» осуществляется в результате анализа «критических мест конструкции» – деталей, элементов, зон, локальных мест конструкции, долговечность и эксплуатацион-

ная живучесть которых определяет уровень безопасности по условиям прочности конструкции в целом. Для этих конструктивных элементов предлагается определять «критические конструктивные параметры» – контролепригодные конструктивные параметры особо ответственного элемента функциональной системы (конструкции, критического места), выбираемые как критические относительно возможностей технологического процесса для его реализации в соответствии с заданными требованиями. Также предлагается определять «критические технологические параметры» – контролепригодные количественные характеристики процесса изготовления особо ответственной детали (сборочной единицы), определенным образом влияющие на реализацию неконтролепригодного конструктивного параметра.

Для особого отношения в эксплуатации к «особо ответственным конструктивным элементам», должны выделяться также «критические эксплуатационные характеристики» – контролепригодные эксплуатационные характеристики, выбираемые в качестве критических относительно возможностей процесса эксплуатации по их выполнению.

Кроме этого, важными для серийного производства являются выделяемые «специальные технологические процессы» и «ключевые параметры специального технологического процесса».

На практике конструктор отмечает в конструкторской документации критические места конструкции, определяет перечни особо ответственных деталей и сборочных единиц, критических эксплуатационных характеристик, а затем уже по ним в соответствующих технологических подразделениях определяются и составляются директивные технологические процессы. Конструктор может по своему усмотрению на деталях, не относящихся к разряду основных и особо ответственных, отметить места, изготовление которых, по его мнению, должно проводиться по директивным технологиям. Жестких

ограничений в нормативных документах перечисленных систем нет.

В стандарте prEN 9103 [1] введен термин «ключевые характеристики». Стандарт устанавливает требования по управлению изменениями ключевых характеристик. Согласно [1], выделение ключевой характеристики влечет за собой выполнение определенного объема процедур в заданной их последовательности, их статистики и анализа.

Согласно [1], «ключевые характеристики» – это свойства материала и детали, изменения которых имеют значительное влияние на пригодность продукции, качество функционирования, срок годности и технологичность. Ключевыми характеристиками для детали, сборочного узла или системы являются те, которые выбраны по геометрическим, материальным, функциональным свойствам, являются измеримыми и управление их изменениями необходимо для соответствия требованиям Заказчика и удовлетворения Заказчика. Кроме ключевых характеристик для детали, сборочного узла или системы, согласно [1], выделяются также «ключевые характеристики» процессов производства деталей, сборочных единиц или систем. Процесс установления ключевых характеристик организуется путем назначения «владельцев ключевых характеристик». Владелец ключевой характеристики для детали, сборочного узла или системы – это субъект или подразделение, которое определяет ключевые характеристики и устанавливает принципы выбора ключевых характеристик в соответствии с техническим заданием внутреннего или внешнего Заказчика, требованиям качества или требованиями конструкторского отдела и должны быть определены уполномоченной группой производителя. Владелец ключевых характеристик процесса – это субъект или подразделение, которое использует данные о ключевой характеристике для поддержания и усовершенствования процесса.

3. Модель процесса управления ключевыми характеристиками

Модель процесса управления ключевыми характеристиками, выбранными в соответствии с [1], состоит из нескольких этапов, начиная с процедуры их определения и заканчивая мониторингом процесса производства. В любом случае, когда необходимо показывать соответствие системы качества авиационного предприятия стандартам ISO 9000, производитель должен продемонстрировать сертифицирующему органу соответствие методов работы с ключевыми характеристиками тем требованиям, которые содержатся в стандарте prEN 9103 [1].

На первом этапе необходимо определить полномочный персонал, который документировано будет выбирать ключевые характеристики (изделия, детали, сборочной единицы, системы, технологического процесса, испытательного комплекса, производственного цикла).

На втором этапе должен быть спланирован производственный процесс так, чтобы ним обеспечивались как особые требования к продукции в текущее время, так и ожидаемые будущие требования. На этом этапе назначаются владельцы процессов для ключевой характеристики, которые должны быть ответственны за поддержание и совершенствование процессов в части обеспечения контроля ключевых характеристик.

Третий этап – это этап сбора данных для контроля ключевых характеристик. При необходимости, на этом этапе осуществляется обновление документации по управлению процессами.

На четвертом этапе осуществляется анализ данных для определения того, является ли процесс стабильным. В зависимости от результатов этого анализа могут быть намечены действия по повышению стабильности, по корректировке процессов с целью лучшего удовлетворения запросов заказчика, могут быть переопределены ключевые характеристики.

Пятый этап – это обязательный этап совершенствования производственных процессов и качества продукции для удовлетворения изменяющихся запросов заказчиков.

Шестой и седьмой этапы – это проведение постоянного мониторинга ключевых характеристик и определение необходимости изменения производственного процесса.

Выводы

Внедрение на предприятиях, разрабатывающих и производящих авиационную технику, системы качества на основе стандартов ISO 9000 и европейских стандартов аэрокосмической серии EN 9100 ставит задачу разграничения подходов к работам по обеспечению особо ответственных деталей и сборочных единиц, критических мест конструкции, критических конструктивных и технологических параметров, директивных технологических процессов и ключевых характеристик, назначаемых в соответствии с одновременно применяемыми различными нормативными документами.

Литература

1. prEN 9103. Aerospace series. Quality management systems. Variation management of key characteristics. – AECMA standard, 2001. – 15 p.
2. АП-33. Авиационные правила, часть 33. Нормы летной годности двигателей воздушных судов. – АР МАК, 1994. – 52 с.
3. ОТУ-2006. Общие технические условия на изготовление, ремонт, приемку и поставку авиационных серийных двигателей для воздушных судов. – ФАП-МО РФ-Ространснадзор, 2006. – 95 с.

Поступила в редакцию 20.05.2008

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. В.В. Погосов, Запорожский национальный технический университет, Запорожье.

УДК 697.34

Ю.Н. ХАРИТОНОВ

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

УПРАВЛЕНИЕ ПРОЕКТАМИ РЕКОНСТРУКЦИИ НА ОСНОВЕ АРТЕФАКТНЫХ ПЛАТФОРМ

На основе научного обобщения результатов теоретических исследований и реализованных на практике проектов реконструкции систем теплоснабжения показано, что одним из направлений повышения эффективности проектов реконструкции систем теплоснабжения может служить подход к формированию проекта реконструкции путем создания информационных баз данных выполненных проектов реконструкции – артефактных проектов (платформ), с последующим выделением и решением новых задач, обусловленных особенностями и ограничениями, накладываемыми на синтезируемый проект. Рассмотрены общие подходы к формированию метода артефактных проектов, выполнена их классификация.

энергетика, управление проектами, реконструкция, система теплоснабжения

1. Постановка проблемы

Актуальность решения задач эффективного управления проектами модернизации и реконструкции сложных технических систем, к числу которых относятся и системы теплоснабжения (СТ), объясняется тем, что в настоящее время СТ, спроектированные и построенные более 50-ти лет тому назад, физически и морально устарели, уже не удовлетворяют современным требованиям, предъявляемым к их экономичности, надежности, экологичности и др. [1]. Сложность проблемы модернизации и реконструкции СТ усугубляется тем фактором, что задачи модернизации и реконструкции систем теплоснабжения относятся к классу многокритериальных и многопараметрических – задачам большой размерности и к настоящему времени не имеют обобщенных решений, обеспечивающих высокую эффективность выполнения разнообразных по своему целевому назначению проектов [2, 5, 6].

Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем. Анализ публикаций, посвященных проблеме реконструкции систем теплоснабжения, позволил выявить ряд подходов, направленных на повышение их эффективности, среди которых следует отметить: совершенствование математических мо-

делей систем; обоснование тех или иных критериев, на основе которых должны производиться оптимизационные расчеты, связанные, как правило, с синтезом структуры и параметров систем теплоснабжения; относительно большое количество экспериментальных работ, направленных на повышение эффективности основных элементов систем; решение вопросов создания организационных структур, обеспечивающих эффективное проведение реконструкции и многое другое [3, 4, 7 и др.].

Научное обобщение результатов теоретических исследований и реализованных на практике проектов реконструкции систем теплоснабжения позволяет высказать предположение о том, что одним из направлений повышения эффективности проектов реконструкции СТ может служить подход к формированию проекта реконструкции путем создания информационных баз данных выполненных проектов реконструкции – артефактных проектов (платформ), с последующим выделением и решением задач, обусловленных особенностями и ограничениями, накладываемыми на синтезируемый проект.

Цель исследований. Разработка общих подходов к формированию метода артефактных проектов и их классификационных признаков.

2. Решение проблемы

В общем виде проект может быть представлен функционалом:

$$\Theta_s = f(A_i^j, V_i^j),$$

где A_i^j – артефактная составляющая проекта (артефактная платформа); V_i^j – составляющая проекта, требующая разработки.

Для каждого из множеств составляющих A_i^j и V_i^j можно записать следующие условия:

$$A_i^j \equiv \{a_1^j, a_2^j, \dots, a_i^j\}, a_i^j \in A_i^j;$$

$$V_i^j \equiv \{v_1^j, v_2^j, \dots, v_i^j\}, v_i^j \in V_i^j,$$

где $a_1^j, a_2^j, \dots, a_i^j$ – элементарные артефактные структурные составляющие проекта; $v_1^j, v_2^j, \dots, v_i^j$ – элементарные составляющие проекта, требующие разработки.

В свою очередь:

$$a_i^j = f(p_i^j, w_i^j); v_i^j = f(d_i^j, z_i^j),$$

где p_i^j, w_i^j – параметрические и функциональные

характеристики элементарных артефактных структурных составляющих проекта;

d_i^j, z_i^j – параметрические и функциональные

характеристики элементарных структурных составляющих проекта, требующие разработки.

С учетом вышеизложенного проекты реконструкции можно классифицировать как:

– артефактные проекты – проекты, все параметрические и функциональные характеристики элементарных структурных составляющих которых уже известны и архивированы по определенным законам;

– новые проекты – проекты, все параметрические и функциональные характеристики элементарных структурных составляющих которых не известны;

– проекты, обладающие новизной – проекты, у которых хотя бы одна из параметрических или функциональных характеристик элементарных структурных составляющих проекта требует разработки.

Графическое представление предлагаемой классификации проектов показано в виде матриц (табл. 1).

Таблица 1

Матрицы параметров проектов

m_1	a_0^j	a_1^j	...	a_i^j
m_2	a_0^j	a_1^j	...	a_i^j
m_3	a_0^j	a_1^j	...	a_i^j
m_4	a_0^j	a_1^j	...	a_i^j

а

m_1	v_0^j	v_1^j	...	v_i^j
m_2	v_0^j	v_1^j	...	v_i^j
m_3	v_0^j	v_1^j	...	v_i^j
m_4	v_0^j	v_1^j	...	v_i^j

б

m_1	a_0^j	v_1^j	...	v_i^j
m_2	v_0^j	v_1^j	...	v_i^j
m_3	a_0^j	a_1^j	...	v_i^j
m_4	a_0^j	a_1^j	...	a_i^j

в

а – артефактный проект; б – новый проект; в – проект, обладающий новизной;
 m_1, m_2, m_3, m_4 – этапы развития системы

Классификацию проектов можно провести по признаку наличия в артефактом проекте или в проекте, обладающем новизной, соответственно параметрических и функциональных характеристик артефактных элементарных структурных составляющих проекта, соответствующих отдельным элемен-

там системы теплоснабжения (табл. 2).

В соответствии с предложенной формулировкой используя понятие квантеров можно записать:

$$\forall DnA_i^j(Dn) \text{ – артефактный проект;}$$

$$\forall DnV_i^j(Dn) \text{ – новый проект;}$$

Таблица 2

Классификация артефактных проектов

Классификационный признак проекта	Параметрические и функциональные характеристики элементарных структурных составляющих + – присутствуют; – – отсутствуют		
	Источник тепла p_i^j, w_i^j	Система транспорта тепла p_i^j, w_i^j	Потребители тепла p_i^j, w_i^j
$A_{i,u}^j$	+	–	–
$A_{i,u,m}^j$	+	+	–
$A_{i,u,n}^j$	+	–	+
$A_{i,m}^j$	–	+	–
$A_{i,m,n}^j$	–	+	+
$A_{i,n}^j$	–	–	+
$A_{i,u,m,n}^j$	+	+	+

$\exists DnV_i^j(Dn)$ – проект, обладающий новизной,

где Dn – проект реконструкции.

Уровень артефактности проекта можно характеризовать отношением суммы количества величин параметрических и функциональных характеристик элементарных структурных составляющих, которые известны, к общему количеству параметрических и функциональных характеристик элементарных структурных составляющих проект:

$$\Omega^j = \frac{\sum \frac{p_i^j}{p_i^j} + \sum \frac{w_i^j}{w_i^j}}{\sum \frac{p_i^j}{p_i^j} + \sum \frac{w_i^j}{w_i^j} + \sum \frac{d_i^j}{d_i^j} + \sum \frac{z_i^j}{z_i^j}}.$$

По аналогии с классификационными признаками, предложенными в табл. 2, можно определить уровень артефактности проекта по его составляющим:

$$\Omega_u^j = \frac{\sum \frac{p_{i,u}^j}{p_{i,u}^j} + \sum \frac{w_{i,u}^j}{w_{i,u}^j}}{\sum \frac{p_{i,u}^j}{p_{i,u}^j} + \sum \frac{w_{i,u}^j}{w_{i,u}^j} + \sum \frac{d_{i,u}^j}{d_{i,u}^j} + \sum \frac{z_{i,u}^j}{z_{i,u}^j}};$$

$$\Omega_m^j = \frac{\sum \frac{p_{i,m}^j}{p_{i,m}^j} + \sum \frac{w_{i,m}^j}{w_{i,m}^j}}{\sum \frac{p_{i,m}^j}{p_{i,m}^j} + \sum \frac{w_{i,m}^j}{w_{i,m}^j} + \sum \frac{d_{i,m}^j}{d_{i,m}^j} + \sum \frac{z_{i,m}^j}{z_{i,m}^j}};$$

$$\Omega_n^j = \frac{\sum \frac{p_{i,n}^j}{p_{i,n}^j} + \sum \frac{w_{i,n}^j}{w_{i,n}^j}}{\sum \frac{p_{i,n}^j}{p_{i,n}^j} + \sum \frac{w_{i,n}^j}{w_{i,n}^j} + \sum \frac{d_{i,n}^j}{d_{i,n}^j} + \sum \frac{z_{i,n}^j}{z_{i,n}^j}},$$

где $\Omega_u^j, \Omega_m^j, \Omega_n^j$ – уровень артефактности проекта по источнику тепла, по системе транспорта энергии, по потребителям.

Для эффективного создания и реализации проекта будет полезным иметь максимально полную архивированную базу данных по элементарным артефактным составляющим. Однако, эта база данных, учитывая масштабность проектов модернизации и реконструкции СТ, будет достаточно емкой, требовать анализа большого числа возможных вариантов лицом, принимающим решение и др., что, в конечном счете, может не дать ожидаемого эффекта от предложенного варианта повышения эффективности проекта. Становится очевидным, что на архивируемые данные необходимо вводить ограничения, т.е. формировать нормализованные или стандарты на архивацию проектов.

Основное условие архивации элементарных артефактных составляющих следующее – информационная платформа архивируемых данных должна быть достаточной для принятия решений при фор-

мировании и реализации новых или обладающих новизной проектов реконструкции.

Анализ информационной составляющей проектов показывает, что архивированные проекты реконструкции должны, как минимум, содержать следующие основные разделы: исходные данные на выполнение проекта, данные по этапам развития системы теплоснабжения в целом и ее отдельных элементов, данные об окончательных параметрах проекта (параметрических, структурных и функциональных), фактические эксплуатационные показатели по истечении заданных промежутков времени с начала эксплуатации системы теплоснабжения.

Одним из основных вопросов, требующих своего решения при дальнейшем формировании метода артефактных проектов, является вопрос контроля качества элементарных артефактных составляющих – их соответствие уровню эффективности технико-экономических показателей элементов систем теплоснабжения, уровню эффективности организационных структур и многое другое.

Выводы

1. Повышение эффективности реализации проектов реконструкции СТ может обеспечиваться путем создания артефактных платформ, с последующим выделением и решением задач, обусловленных особенностями и ограничениями, накладываемыми на синтезируемый проект.

2. Предложенная классификация проектов реконструкции служит научно-методической основой для разработки и создания теории артефактных проектов реконструкции систем теплоснабжения.

Литература

1. Энергетика России в переходный период. Проблемы и научные основы развития и управления / Под ред. А.П. Меренкова. – Н-ск: Наука, 1996. – 359 с.
2. Методы исследования и управления системами энергетики / Л.С. Беляев, Н.И. Воропай и др. – Н-ск: Наука, 1987. – 374 с.
3. Дилигенский Н.В., Дымова Л.Г., Севастьянов П.В. Нечеткое моделирование и многокритериальная оптимизация производственных систем в условиях неопределенности: технология, экономика, экология. – М.: Машиностроение, 2004. – 420 с.
4. Серебренников Г.Г. Структурный анализ производственных систем: принципы, элементы и методы: Монография. – Тамбов: ТГТУ, 2006. – 360 с.
5. Макаров А.А., Мелентьев Л.А. Методы исследования и оптимизации энергетического хозяйства. – Н-ск: Наука, 1973. – 380 с.
6. Теоретические основы системных исследований в энергетике / Гамм А.З., Макаров А.А., Санев Б.Г. и др. – Н-ск: Наука, 1986. – 334 с.
7. Волкова В.Н., Денисов А.А. Основы теории систем и системного анализа. – С.-Пб.: СПбГТУ, 1999. – 512 с.

Поступила в редакцию 22.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.К. Чернов, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.

УДК 65.011.3

Ю.Ю. ГУСЕВА

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

МНОГОМЕРНЫЙ АНАЛИЗ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ РИСКА ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ПРОИЗВОДСТВА НАУКОЕМКОЙ ТЕХНИКИ

В статье реализован системный подход к процессу технической подготовки производства наукоемкой техники. Выделены входные параметры-факторы, выходные параметры-свойства, управляющие параметры, параметры, связанные с ошибками при принятии решений. Применение кластерного анализа позволило выделить среди факторов множества «управляющие параметры» группы, характеризующиеся разной степенью риска. Проведена кластеризация этих факторов по двум признакам – вероятность возникновения фактора и величина влияния фактора на дальнейший ход работ (в качестве исходных данных использовались экспертные оценки).

риск, техническая подготовка производства, многомерный анализ, кластерный анализ, наукоемкая техника, системный подход

Введение

Объект наукоемкой техники представляет собой техническую систему, включающую в себя ряд сложных модулей и менее сложных агрегатов и узлов, большое количество деталей, неподвижных и подвижных соединений, находящихся во взаимодействии и взаимосвязи и образующих совместно единое динамическое целое. Для сложной техники характерно также применение широкой номенклатуры конструкционных материалов, технологий изготовления, разнообразие конфигурации и размеров, достаточно частая смена схем и входных данных.

На объект сложной техники действует большое количество детерминированных и случайных факторов. Вследствие воздействия большого количества во многом неопределенных факторов и их сочетаний потребительские свойства изделий оказываются неустойчивыми, вероятностными.

1. Формулирование проблемы

Практика показывает, что основными этапами, определяющим успешность проекта по производству и разработке нового образца техники, являются

этапы научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, а также технической подготовки производства (ТПП), на которых закладываются технические характеристики объекта. Оптимальность конструкции и техпроцесса позволяют максимизировать возврат финансовых инвестиций в проект. Необходимо определить важнейшие факторы, влияющие на эффективность ТПП, оценить их влияние на длительность и стоимость ТПП, разработать методику, которая позволит определить направления вложения финансовых средств. Это будет способствовать наиболее рациональному распределению ресурсов в системе, а также сокращению нерациональных затрат, в том числе, за счет сокращения длительности ТПП.

2. Решение проблемы

Процесс ТПП сложного объекта можно представить в виде системы, состоящей из решений, принимаемых на различных этапах жизненного цикла относительно исходных подсистем, элементов объекта техники и взаимосвязей между ними.

С внешним окружением, в том числе социальной и организационной средой система связана сово-

купностью параметров, которые в зависимости от характера и степени воздействия на систему можно разделить на следующие множества:

– входные параметры-факторы $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, непосредственно влияющие на систему и определяющие ее свойства. Для рассматриваемой системы подготовки производства входными параметрами являются условия ТЗ;

– выходные параметры-свойства $Y = (y_1, y_2, \dots, y_m)$, представляющие собой результаты проектирования (значения технических и иных характеристик);

– управляющие параметры $U = (u_1, u_2, \dots, u_k)$, воздействие которых обеспечивает регулирование и поддержание заданных условий существования системы. В рассматриваемой системе управляющими параметрами являются принимаемые в процессе проектирования изделия и техпроцесса его производства решения;

– неконтролируемые параметры $R = (R_1, R_2, \dots, R_l)$, связанные с ошибками при принятии решений. Комплекс факторов R определяет качественную сторону функционирования системы.

Поскольку входные параметры $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ задаются заказчиком и являются внешними по отношению к системе, а выходные параметры определяются комплексами факторов $Y = (y_1, y_2, \dots, y_m)$, $U = (u_1, u_2, \dots, u_k)$ и $R = (R_1, R_2, \dots, R_l)$, анализ системы необходимо начинать с комплекса факторов U и R , определяющих, соответственно, решения, принимаемые в процессе проектирования объекта техники и техпроцесса его производства, и ошибки, возникающие при принятии этих решений.

Каждый из факторов U характеризуется множеством показателей. В рамках данного исследования рассматриваются четыре показателя [1]: вероятность возникновения ошибочного решения p ; коэффициент влияния этой ошибки на возникновение дефекта k ; коэффициент, учитывающий влияние фактора на дальнейшее выполнение проекта kn ; длительность работ по устранению негативных последствий про-

явления фактора t . Учитывая этот факт, целесообразно применение методов многомерного анализа для дальнейших исследований.

Под кластерным анализом понимается задача разбиения исходных данных на поддающиеся интерпретации группы, таким образом, чтобы элементы, входящие в одну группу были максимально "схожи" (по какому-то заранее определенному критерию), а элементы из разных групп были максимально "отличными" друг от друга. Наиболее распространенными методами кластерного анализа являются иерархическое группирование и метод К-средних. Метод К-средних основан на минимизации суммы квадратов расстояний между каждым элементом исходных данных и центром его кластера, т.е. функции

$$\sum_{i=1}^N d(x_i, \mu_j(x_i))^2,$$

где d – метрика, x_i – i -й элемент данных, а $\mu_j(x_i)$ – центр кластера, которому на j -й итерации приписан элемент x_i [2].

Применение кластерного анализа позволит выделить среди факторов множества U группы, характеризующиеся разной степенью риска. Так, для двумерного случая (при группировке факторов риска по признакам вероятности возникновения фактора и влияния фактора на дальнейший ход работ), можно получить следующие группы (зона риска): ①, ④ – зоны умеренного риска; ② – зона максимального риска; ③ – зона минимального риска (рис. 1).

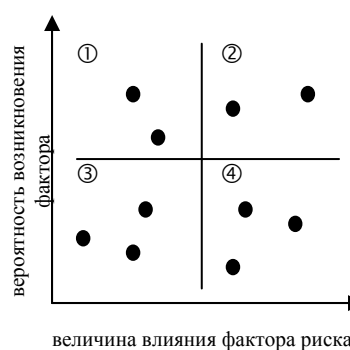


Рис. 1. Группировка факторов риска

В работе [3] предложены пути оценки показателей, характеризующих факторы U (технологические и конструкторские факторы, решения). В частности, экспертам было предложено оценить степень влияния конструктивно-технологических факторов на технико-экономические параметры изделий и вероятность проявления этих факторов, а также длительность доводки по основным параметрам. В процессе исследования была, в том числе, получена оценка влияния технологических факторов на такую технологическую характеристику плунжерного насоса, как подача. Среди технологических факторов были выделены следующие: методики проектирования техпроцесса (C1), вид заготовки (C2), точность расчета режимов обработки (C3), выбор оборудования (C4), выбор средств технологического оснащения (C5), настройка оборудования (C6), точность оборудования (C7), жесткость системы СПИД (станок-приспособление-инструмент-деталь) (C8), износ инструмента (C9), вибрация в процессе обработки (C10), контроль размеров (C11), расчет технологической системы на точность и жесткость (C12), квалификация исполнителя (C13), точность программ СЧПУ (C14), испытания (C15).

Проведена кластеризация этих факторов по двум признакам – вероятность возникновения фактора (ошибочного решения) и величина влияния фактора на дальнейший ход работ (использовались экспертные оценки). Результаты иерархической группировки представлены на рис. 2.

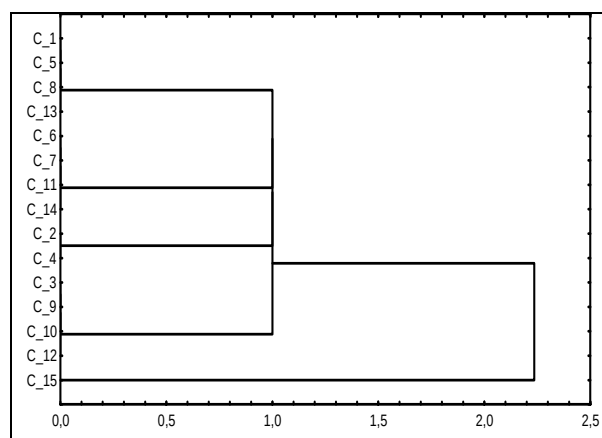


Рис. 2. Результаты кластерного анализа

В результате анализа методом К-средних получено три кластера:

- в зону минимального риска попали факторы C3, C9, C10, C12, C15;
- в зону умеренного риска попали факторы C2, C4, C6, C7, C11, C14;
- в зону максимального риска попали факторы C1, C5, C8, C13.

Заключение

Таким образом, применение кластерного анализа позволило провести сравнительный анализ технологических и конструкторских факторов с точки зрения риска их негативного влияния на процесс ТПП. Результаты группировки факторов можно использовать при планировании мероприятий по повышению качества ТПП, а также при распределении финансовых ресурсов между работами и исполнителями.

Литература

1. Гусева Ю.Ю. Оцінка впливу конструкторсько-технологічних факторів ризику на тривалість ТПВ авіаційних двигунів на основі нечітких множин // Вестник двигателестроения. – 2003. – № 1. – С. 58-61.
2. Гончаров М. Кластерный анализ // Сайт «Технологии добычи знаний и интеллектуального анализа данных [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.BusinessDataAnalytics.ru>.
3. Божко В.П., Гусева Ю.Ю. Управление экономическими потерями при принятии технических решений в авиационном производстве // Системи обробки інформації. – Х.: НАНУ, ПАНМ, ХВУ, 2002. – Вип. 5 (21). – С. 129-133.

Поступила в редакцию 20.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Е. Ведь, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков.

АННОТАЦІЇ

УДК 621.751.47

Богорош О.Т., Воронов С.О., Ройзман В.П., Чадова К.В. **Нові значення мікротвердості, модуля Юнга і пружного відновлення багатокомпонентних плівкових тугоплавких покриттів** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 8 (55). – С. 7-9. Розглянуті результати експериментів при отриманні нових композицій плівкових покриттів з подальшою деформацією і відновленням. До відомих титанових сплавів захисних тугоплавких плівок додавали ванадій і гафній у вигляді Ti-Si-V-N і HfC-TiC в співвідношенні 1/4. Така технологія дозволяє управляти фізичними властивостями в широкому діапазоні для відомих композицій на основі титана. При цьому плівкові покриття кристалізуються у вигляді зерен голчатої форми, щільно прилеглі між собою і зорієнтовані перпендикулярно поверхні. Така структура підвищує захисні властивості плівок при абразивній і ударній дії. В результаті підвищуються значення мікротвердості в 2 рази, а модуля пружності – в 1,75 рази, а зернограничне ковзання при деформаціях прискорює процеси відновлення в середньому на 7%.

Ключові слова: багатокомпонентні тугоплавкі плівки, модуль пружності, пружне відновлення. Табл. 1. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 621.7.044

Молодых С.І., Третьяк В.В. **Розробка технології виготовлення порожнистих широкохордних лопаток вентилятора ТРДД** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 8 (55). – С. 10-14.

Отримання крупногабаритних лопаток сучасних газотурбінних двигунів представляє велику і актуальну технологічну проблему в авіадвигунобудуванні. В наступній статті як рішення даної проблеми пропонується технологія виготовлення крупногабаритних порожнистих тришарових лопаток. Процес полягає у виготовленні лопатки порожнистої конструкції з 3 складових елементів з подальшим їх високотемпературним паянням. Складові елементи лопатки (спинка, корито і стільниковий наповнювач) виготовляються штампуванням вибухом. Пропонована технологія дозволить в порівнянні з традиційними процесами одержувати лопатки з більш високими техніко-експлуатаційними характеристиками, а також значно понизити витрати на їх виробництво.

Ключові слова: технологія, деформація, лопатки вентилятора, динамічна правка, косий удар, матриця, листова заготівка, подвійна кривизна, точність, контактні напруги, модель.

Іл. 5. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 536.241

Соловйов С.М. **Визначення температурного поля при зміцненні й вигладжуванні поверхонь тертям вертіння** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 8 (55). – С. 15-17.

UDC 621.751.47

Bogorosh A., Voronov S., Royzman V., Chadova K. **New values of mikrotverdosti, the module cabin Boy and resilient renewal of multicomponent pellicle refractory coverages** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 8 (55). – P. 7-9.

The results of experiments at the receipt of new compositions of pellicle coverages with subsequent deformation and renewal are considered. To the known titanic alloys of protective refractory tapes vanadium and hafnium was added as Ti-Si-V-N and HfC-TiC in correlation j. Such technology allows to handle physical properties in a wide range for the known compositions on the basis of titan. Thus pellicle coverages are crystallized as corns of needle-shaped form, densely adjoining between itself and orientated athwart surfaces. Such structure promotes protective properties of tapes at abrasive and shock influence. The values of mikrotverdosti in 2 times rise as a result, and module of resiliency – in 1,75 times, and the zernogranichnoe sliding at deformations accelerates the processes of renewal on the average on 7%.

Key words: multicomponent refractory tapes, module of resiliency, resilient renewal.

Tabl. 1. Ref.: 7 items.

UDC 621.7.044

Molodyih S., Tretyak V. **Development of technology of making of hollow shirokohordnih shoulder-blades of the TRDD ventilator** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 8 (55). – P. 10-14.

The receipt of langgabaritnih shoulder-blades of modern gas-turbine engines presents a large and actual technological problem in aviadvigatelestroenii. In the real article as a decision of the given problem technology of making of the langgabaritnih hollow three-layered shoulder-blades is offered. A process consists in making of shoulder-blade of hollow construction from 3 component elements with subsequent their high temperature soldering. The component elements of shoulder-blade (the back, washtub and cellular napolnitel) are made stamping by the explosion. The offered technology will allow on comparison with traditional processes to get shoulder-blades with more high technic-operating descriptions, and also it is considerably to lower expenditures on their production.

Key words: technology, deformation, shoulder-blades of ventilator, dynamic correction, slanting blow, matrix, sheet purveyance, double curvature, exactness, contact tensions, model.

Fig. 5. Ref.: 5 items.

UDC 536.241

Solov'yev S. **Determination of the temperature field at consolidating and pressing of surfaces a turning friction** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 8 (55). – P. 15-17.

У практиці газотурбобудування зустрічається клас завдань, пов'язаних з обробкою нежорстких конструкцій. Підвищена деформованість таких деталей вносить істотну невизначеність у досягнення необхідних точносних параметрів і виключає застосування багатьох технологічних методів. Вирішена частинна задача визначення температури на поверхні контакту обертового циліндричного тіла з рухомим уздовж цього тіла й обертовим індентором. Отриманий результат використовується при розрахунках і проектуванні профілю індентора, використовуваного при зміцненні й вигладжуванні нежорстких оболонок. Зміна конфігурації індентора дає можливість поряд з режимами, впливати на показники зміцнення й вигладжування.

Ключові слова: зміцнення, шорсткість, вигладжування, тертя верчіння, пластична деформація, температура контакту.

Табл. 1. Іл. 4. Бібліогр: 4 назви.

УДК 621.746

Клименко Л.П., Андреев В.І., Дихта Л.М. Структуроутворення в чавуні гільз ДВЗ при різних швидкостях проходження евтектоїдних перетворень // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 8 (55). – С. 18-20.

З метою вирівнювання епюри зносу гільзи циліндра ДВС розглянуто режими охолодження внутрішньої поверхні відцентрового виливку в евтектоїдному інтервалі температур, а саме – для отримання ливарної дрібнопластинчастої перлітної структури підвищеної зносостійкості в зоні верхнього бурту гільзи в 4...6 разів збільшують інтенсивність тепловідведення шляхом диференційованої подачі рідкого холодоагенту. Металева матриця на робочій поверхні гільзи складається з сорбітоподібного перліту, окремих включень подвійної фосфідної евтектики, незначних включень цементиту і малих зерен фериту.

Ключові слова: гільза циліндру, чавун, відцентрове лиття, розподіл графіту, кероване охолодження, високодисперсний перліт, зносостійкість.

Іл. 4. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 533.9.07

Довгань О.М., Колесник В.П. Формування алмазоподібних покриттів імпульсними потоками плазми // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 8 (55). – С. 21-25.

В статті розглянуті методи отримання алмазоподібних покриттів. Проведений аналіз вакуумних методів нанесення α -С-шарів та показано переваги імпульсного вакуумно-дугового метода. Показано, що керування характеристиками розряду і, таким чином, властивостями алмазоподібного вуглецю реалізується завдяки розрядному контуру формуючої лінії. Описаний температурний режим підложки при імпульсному нанесенні α -С-покриттів. Обґрунтований вибір імпульсного прискорювача плазми для технологічних цілей та необхідність розробки технології синтезу алмазоподібних структур.

There is a class of tasks in practice of gas-turbobuilding, related to treatment of non-rigid constructions. The increased deforming ability of such details brings in a substantial vagueness in achievement of necessary precision parameters and eliminates application of many technological methods. The private task of determination of temperature is decided on the surface of contact of the revolved cylindrical body with moving along from this body and revolved indenter. Achieved result is using at calculations and planning of profile of indenter, which used for consolidating and pressing of non-rigid shells. A change configuration of indenter gives possibility along with the modes, to influence on the indexes of consolidating and pressing.

Key words: consolidating, roughness, pressing, turning friction, plastic deformation, temperature of contact.

Tabl. 1. Fig. 4. Ref.: 4 items.

UDC 621.746

Klymenko L., Andreev V., Dychta L. Structures forming in cast-iron of shells DVS at different speeds of passing of eutectoid transformation // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 8 (55). – P. 18-20.

The necessity of development of new sputtering systems for the controlled deposition of multilayer multi-component heat-resistant coatings on the shoulder-blades of gas-turbine engines 4 and 5 generations is shown. A new sputtering system on the basis of ionic magnetron with a virtual anode, segmented cathode and axial plasma streams is offered. This sputtering system allows to control in wide limits the speed of deposition of any component of multicomponent coating in an arbitrary point on the surface of substrate. For the given sputtering system the method of computation of deposition speed and composition of multicomponent multilayer heat-resistant coating is developed.

Key words: consolidating, roughness, pressing, turning friction, plastic deformation, temperature of contact.

Fig. 4. Ref.: 4 items.

UDC 533.9.07

Dovgan A., Kolesnik V. Diamond-like film generation by puls stream of plasma // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 8 (55). – P. 21-25.

In the article the methods of diamond-like films receipt are considered. The analysis of vacuum methods of layers deposition is conducted and advantage of impulsive vacuum-arc method is shown. It is proved, that control of discharge characteristics and, consequently, of properties of the deposited diamond-like carbon is realized by the discharge contour of forming line. The temperature condition of substrate at the impulsive deposition of coatings is described. The choice of the impulsive accelerating of plasma for technological purposes and necessity of development of technology of synthesis of diamond and diamond-like structures is grounded.

Ключові слова: імпульсний плазмовий прискорювач, α -C-покриття, вуглецева плазма, формуюча лінія, алмазоподібний вуглець, тривалість імпульсу. Лл. 3. Бібліогр.: 9 назв.

УДК 621.452.3

Панасенко В.А., Качан А.Я., Мозговой С.В., Карась Г.В. **Високотехнологічне забезпечення обробки дисків ГТД із жаротримких сплавів на оброблювальних центрах** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 8 (55). – С. 26-32.

Розглянута обробка складних поверхонь дисків ГТД із жаротримких сплавів на сучасному обладнанні із застосуванням досягнень інструментального виробництва. Описані приклади застосування 3-х координатного обладнання для обробки деталей авіаційних двигунів. На підставі виробничих випробувань пропонується вирішення технологічних задач при обробці типових місць дисків ГТД на високошвидких фрезерних центрах. При цьому особиста увага приділена комплексній обробці та оптимізації режимів різання для деталей із важкооброблюваних сплавів. Для проектування фрезерної обробки розглянута система геометричного моделювання та програмування GeMMA-3D, яка суттєво дозволила скоротити термін підготовки керуючих програм.

Ключові слова: авіаційний двигун, диск, інструмент, верстат з ЧПК, твердосплавна плита, розточна оснастка, балансування.

Табл. 2. Лл. 14. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 621.37/39:534

Кумченко Я.О. **Сила Б'єркнеса-Умова-Лебедева (БУЛ) в резонаторно-резонансному механізмі очищення вуглеводних та біопалив від шкідливих домішок** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 8 (55). – С. 33-35.

В рамках запропонованого і розвинутого автором резонаторно-резонансного механізму силових взаємодій різних ієрархічних рівнів запропоновано ультразвуковий метод очищення вуглеводних і біопалив від шкідливих домішок в газоподібному, рідкому та твердому стані. При цьому очищення проводиться перед заправкою паливом ДВС, ГТУ та РРД. Визначені режими роботи ультразвукових генераторів, при яких і реалізується процес очищення від домішок, що негативно сказуються на роботі теплоенергетичної установи. При цьому сили взаємодії між домішками описуються згідно закону $1/l^2$ і названі силами Б'єркнеса-Умова-Лебедева на честь їх першовідкривачів.

Ключові слова: сила Б'єркнеса-Умова-Лебедева, очищення палив, шкідливі домішки, резонаторно-резонансний механізм, ультразвуковий генератор. Лл. 4. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 621.499;661.621

Бастеев А.В., Тарасенко Л.В., Форфутдінов В.В., Юссеф К. **Вдосконалена технологія спалювання відходів виробництва біодизеля** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 8 (55). – С. 36-39.

Key words: pulsed plasma accelerator, α -C-film, carbon plasma, forming line, diamond-like carbon, pulse duration.

Fig. 3. Ref.: 9 items.

UDC 621.452.3

Panasenko V., Kashan A., Mozgovo S., Karas G. **Highly technological supply of treating of disks of a turbine engine from high-temperature alloys on processing centers** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 8 (55). – P. 26-32.

The high-velocity treating of composite surfaces of disks of a turbine engine from high-temperature alloys on modern machinery with usage of reachings of tool production is reviewed. The specification statements of applying of 3D machineries for treating parts of aero-engines are given. On the basis of production-line testings the solution of technological problems is offered at treating sample places of disks of a turbine engine on high-velocity milling centers. Thus the special notice is given to all-up treating and optimization of cutting modes for parts from high-temperature of alloys. For designing milling treating the system of geometrical simulation and programming GeMMA-3D is reviewed, permitted it is essential to reduce periods of opening-up of the pilot programs.

Key words: aero-engines, blade, tools, applying of 3D machineries, carbide, rigging, balancing.

Tabl. 2. Fig. 14. Ref.: 5 items.

UDC 621.37/39:534

Kumchenko J. **Bjerknes-Umov-Lebedev force (BUL) in resonatorno-resonance mexanism of purification carbon-hydrogen and biofuels from harmful admixtures** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 8 (55). – P. 33-35.

In the limits of proposed and developed by author resonatorno-resonance mexanism of force interaction of diverse hierarchy levels was proposed ultrasound method of purification carbon-hydrogen and biofuels from harmful admixtures in gas, liquid and solid conditions. At that purification makes befor refuel EIB,GTP and LRE. There were defined the work regims of ultrasound generators with what is realize process of purification from admixtures, which have negative influence at work of heatenergetic installation. At this the forses of interaction between admixtures describes in corresponding with $1/l^2$ law and they named of Bjerknes-Umov-Lebedev forces in honour they ferstdiscoverers.

Key words: Bjerknes-Umov-Lebedev force, fuel purification, harmful admixtures, resonatorno-resonance mexanism, ultrasound generator.

Fig. 4. Ref.: 7 items.

UDC 621.499;661.621

Basteev A., Tarasenko L., Forfutdinov V., Youssef K. **The advanced technology for biodiesel production residuals combustion** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 8 (55). – P. 36-39.

Обґрунтована доцільність і запропонована вдосконалена технологія приготування і спалювання в промислових теплогенеруючих енергоустановках композитних суспензійних паливних (КСП) на основі відходів виробництва «біодизеля» – гідрофуза. З використанням загальноприйнятих методів розрахунку і стандартного SOFTWARE був проведений розрахунок рівноважного складу продуктів згорання КСП, також були виявлені основні тенденції. Експериментально досліджені особливості передполум'яних процесів і обґрунтована необхідність введення до складу КСП додаткових речовин-активаторів. Експериментально показаний активуючий вплив рідкого вуглеводневого активатора (пічне паливо) на інтенсивність передполум'яних процесів і показана можливість збільшення повноти згорання КСП. Удосконалення технології приготування КСП полягає в тому, що гідрокавітаційна обробка початкового палива проводиться одночасно з додаванням речовини-активатора.

Ключові слова: комбіноване паливо, біодизель, вуглеводневе паливо, гідрофуз, гідрокавітаційна обробка, передполум'яні процеси.

Лл. 7. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 621.438.001 2 (02)

Радько В.М., Мусаткін М.Ф., Калабухов Д.С. Аналітичне визначення висоти лопаток соплових вінців доцентрових малорозмірних турбін // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 8 (55). – С. 40-45.

Поставлено завдання отримання математичної моделі лопаток соплових вінців, висоти лопаток, що виражається у визначенні залежності, від геометричних параметрів плоских грат профілів лопаток, а також від кінематичних і режимних параметрів перебігу газу, і що забезпечує прийнятний рівень ефективності доцентрових малорозмірних турбін (ДМТ). Приведена методика аналітичного визначення висоти лопаток соплового апарату (СА) на підставі відомих геометричних параметрів плоских грат, а також енергетичних і режимних параметрів на вході в ступінь і на виході з СА ЦСМТ відповідно, справедлива при ступенях пониження тиску $\pi_t = 2 \dots 10$, числах Маху $M_{1s} = 0,8 \dots 1,4$ і Рейнольдса – $Re = (5 \dots 10) \cdot 10^5$. Описана методика дозволяє завершити процес автоматизованого газодинамічного проектування лопаток СА ДМТ з урахуванням практичної можливості зменшення габаритів при збереженні достатньої ефективності турбіни.

Ключові слова: турбіна доцентрова малорозмірна турбіна, апарат соплової, грати, висота лопатки, зріз косою, кут виходу потоку, швидкість приведена, рівняння нерозривності, рівняння кількості руху, витрата газу, параметри ізоентропічеськіє, втрати енергії.

Лл. 4. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 532.6

Хомилев С.О., Різник С.Б., Єршов С.В. Чисельне дослідження обтікання турбінних решіток профілів: частина 2 – дослідження характеристик високо

The advanced technology for slurry composite fuels preparing and combustion in industry power plants on the base of biodiesel production residuals (hydrofuse) is elaborated and its advisability is grounded. The computation analysis of equilibrium content of exhaust gases was made with use of standard SOFTWARE and basic tendencies were identified. The peculiarities of pre-flame processes are investigated and activation procedures are proposed by menace of introducing the activator substances in to composite fuels prepared formula. The activation influence of liquid hydrocarbon (diesel fuel) on the intensity of pre-flame processes is showed and the possibility of combustion chamber efficiency increasing is proved as well. The improving procedure in composite fuel preparing technology consists in simultaneous cavitation processing of hydrofuse and activator substance.

Key words: composite mixed fuel, biodiesel oil, hydrocarbon fuel, hydrofuse, hydro-cavity processing, pre-flame processes.

Fig. 7. Ref.: 4 items.

UDC 621.438.001 2 (02)

Radko V., Musatkin N., Kalabuhov D. Analytical determination of height of shoulder-blades of crowns of nozzles of centripetal turbines of littlesizes // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 8 (55). – P. 40-45.

The problem of receipt of mathematical model of shoulder-blades of crowns of nozzles is set, height of shoulder-blades expressed in determination of dependence of the geometrical parameters of flat grate of types of shoulder-blades, and also of the kinematics and regimes parameters of flow of gas, and providing the acceptable level of efficiency of centripetal turbines of littlesizes (CTL). The method of analytical determination of height of shoulder-blades of nozzle vehicle (NV) is resulted on the basis of the known geometrical parameters of flat grate, and also power and regimes parameters on included in the stage and on an exit from NV CTL accordingly, just at the degrees of decompressing $\pi_t = 2 \dots 10$, numbers of the Mah $M_{1s} = 0,8 \dots 1,4$ and Reynol'ds – $Re = (5 \dots 10) \cdot 10^5$. The described method allows to complete the process of the automated gazodinamicheskogo planning of shoulder-blades of NV CTL taking into account practical possibility of diminishing of sizes at saving of sufficient efficiency of turbine.

Key words: a turbine is a centripetal littlesize turbine, vehicle of nozzle, grate, height of shoulder-blade, cut by a scythe, corner of output of stream, speed is resulted, equalization of indissolubility, equalization of amount of motion, gas expense, parameters of izoentropicheskies, losses of energy.

Fig. 4. Ref.: 4 items.

UDC 532.6

Khomylev S., Riznyk S., Yershov S. Numerical investigation of flow in linear turbine cascades: part 2 – research of high loading blading performances //

навантажених решіток // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 8 (55). – С. 46-50.

Представлено результати чисельного дослідження течії у турбінних решітках профілів. Дослідженні решітки відрізняються кутом повороту потоку та коефіцієнтом навантаження. Показано, що підвищення навантаження профілю шляхом зменшення куту входу веде до зниження його ефективності, що викликано відривом потоку на вхідній кромці. Розрахункове дослідження було проведено з використанням програмного комплексу *FlowER*. Результати розрахунків були співставлені з емпіричними даними, одержано якісне погодження результатів. Дано рекомендації щодо вибору параметрів високо навантажених решіток.

Ключові слова: високо навантажена решітка, кут входу, поворот потоку, конфузорність, обтікання, профільні втрати, відрив.

Табл. 1. Іл. 6. Бібліогр.: 11 назв.

УДК 621.43.056

Костюк В.Є., Гусев В.М., Конопленко А.О. Методи розрахунку викидів оксидів азоту авіаційними ГТД // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 8 (55). – С. 51-55.

Виконаний огляд підходів до математичного моделювання процесів у камерах згоряння авіаційних газотурбінних двигунів, що застосовуються для прогнозування рівнів викидів оксидів азоту в навколишнє середовище. Розглянуті засоби нормування та оцінки рівнів викидів, основні механізми хімічних реакцій утворення й розпаду оксидів азоту при згорянні реактивних палив. Надана класифікація математичних моделей. Обґрунтований необхідний рівень фізико-математичного моделювання залежно від етапу розробки камер згоряння. Показані особливості застосування різних методів розрахунку.

Ключові слова: газотурбінний двигун, камера згоряння, оксиди азоту, математичне моделювання.

Бібліогр.: 16 назв.

УДК 629.124.74

Тарасенко О.О. Часткові режими пристроїв типу газодинамічний опір в суднових ГТД // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 8 (55). – С. 56-58.

Розглядається характеристика пристрою типу газодинамічний опір на часткових режимах. Одержана залежність коефіцієнту відновлення повного тиску від відносної узагальненої витрати і параметру λ на номінальному режимі. Запропоновано спосіб представлення характеристики пристрою типу газодинамічний опір у вигляді залежності узагальненої відносної витрати на вході в пристрій та виході з нього. Наведено результати розрахунків характеристик на ЕОМ, які одержано у вигляді графіків. Ці графіки мають універсальний характер можуть бути використані для до звукових режимів роботи пристроїв типу газодинамічний опір при розрахунках коефіцієнту відновлення повного тиску.

Ключові слова: коефіцієнт відновлення повного тиску, витрата, характеристика.

Іл. 2. Бібліогр.: 2 назви.

Aerospace technic and technology. – 2008. – № 8 (55). – P. 46-50.

The article represents the results of numerical investigations of gas flow in different linear turbine cascades. The investigated cascades are differ by a stream turn angle and load factor. Is shown, that the increasing of profile load by decreasing of inlet angle led to lowering profile efficiency, which is caused by a flow separation at the leading edge. Numerical investigations are executed using the CFD code *FlowER*. Numerical results are compared with empirical data, received qualitative agreement of results. The recommendations to designing of high loading blades are produced.

Key words: high loading blading, inlet angle, stream turn, contraction, flow, profile losses, separation.

Tabl. 1. Fig. 6. Ref.: 11 items.

UDC 621.43.056

Kostyuk V., Gusev V., Konoplenko A. The methods of the settle of nitrogen oxides emission by aircraft gas turbine engines // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 8 (55). – P. 51-55.

The review of approaches to mathematical simulation of processes in aircraft gas turbine combustors applied for prediction of nitrogen oxide emissions into environment is executed. Ways of normalizing and estimation of emission levels, the basic mechanisms of nitrogen oxide formation and decomposition chemical reactions in combustion of jet fuels are considered. Classification of mathematical models is given. Necessary level of physical and mathematical simulation depending on a combustors development cycle is proved. Features of application of various calculation methods are shown.

Key words: gas turbine, combustor, nitrogen oxides, mathematical simulation.

Ref.: 16 items.

UDC 629.124.74

Tarasenko A. Partial modes of devices of type gas-dynamic resistance in ships GTD // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 8 (55). – P. 56-58.

Description of device of type gas-dynamic resistance on the partial modes is examined. Dependence of full pressure recovery factor from comparative reduced rate and λ at the nominal conditions is received. The method of description of device of type gas-dynamic drag is offered. The algorithm of calculation of this description is also offered. The results of computers calculation of descriptions got as charts. This chars are universal and they can be used for calculation full pressure recovery factor at the subsonic conditions.

Key words: coefficient of renewal of complete pressure, expense, description.

Fig. 2. Ref.: 2 items.

УДК 629.12

Слободкіна Ф.О., Малінін В.В., Шигапова Д.Ю. **Дослідження течії флюїду в ступені насоса методами математичного моделювання** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 8 (55). – С. 59-66.

Робота присвячена математичному і чисельному моделюванню перебігу середовища в ступені відцентрового насоса. Поставлене завдання є складною фізико-математичною проблемою, оскільки вивчається течія в тривимірному каналі, де є повороти потоку на великі кути і елементи, що обертаються. У роботі сформульовано початково-краєве завдання для рівнянь в приватних похідних (рівнянь Нав'є-Стокса, усереднених по Рейнольдсу), які описують 3-х мірний нестационарний в'язкий турбулентний перебіг середовища в ступені насоса. Як модель турбулентності використовувалася $k-\varepsilon$ модель. Як чисельний метод використано звичайно-різницький метод другого порядку точності. Проведені розрахунки дозволили отримати детальний розподіл параметрів в ступені і оцінити можливі критичні ситуації в роботі пристрою. Результати чисельного моделювання проаналізовано, отримано їх інтегральні характеристики і зіставлено з наявними експериментальними даними і спрощеними аналітичними моделями. Порівняння з експериментом показало хорошу якісну і кількісну відповідність результатів математичного моделювання і експерименту.

Ключові слова: моделювання, перебіг флюїду, насос, рівняння Нав'є-Стокса, турбулентність, вих.-реутворення.

Лл. 7. Бібліогр.: 10 назв.

УДК 629.7.036

Кулаков А.Д., Попов В.В. **Технологія льотних випробовувань ГТД на літаючих лабораторіях** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 8 (55). – С. 67-76.

Обговорюється технологія льотних випробовувань газотурбінних двигунів (ГТД) на літаючих лабораторіях (ЛЛ), яка дає можливість проведення попереджувальних комплексних досліджень основних елементів двигуна і зв'язаних з ним систем літака. Подано огляд створення і розвитку літаючих лабораторій з 1946 року по теперішню пору. Описані головні етапи, склад і завдання, розв'язуваних при льотних випробуваннях ГТД на ЛЛ. Перераховані експериментальні системи ЛЛ, дозволяючи імітувати функціонування опитного ГТД в компоновці літака, на який він буде установлюватися згодом. Використання даної технології дозволило істотно підвищити безпечність, зменшити обсяг заводських випробовувань літака, скоротити термін і підвищити якість льотно-конструкторських, державних і сертифікаційних випробовувань.

Ключові слова: двигун, літаюча лабораторія, льотні випробування, експериментальні системи ЛЛ, пульт експериментатора, запускання, авторотація, дросельні характеристики, газодинамічна стійкість, витрата повітря, тяга двигуна, тензометрування, вібрографування.

Лл. 9. Бібліогр.: 2 назви.

UDC 629.12

Slobodkina F., Malinin V., Shigapova D. **Research of flow to fluid in a degree to the pump by the methods of mathematical design** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 8 (55). – P. 59-66.

This research work is given up to mathematical and numerical modeling of the medium flow on the centrifugal pump stage. Defined problem is very complicate physicomathematical problem due to 3D channel features including flow rotations by wide angles and rotating elements. The initial-boundary problem for partial differential equations describing 3D non-steady viscous turbulence fluid flow on the pump stage (Reynolds averaged Navier-Stokes equations) is formulated in this work. The turbulence model is $k-\varepsilon$. The numerical method is finite-difference scheme with second order of accuracy. The results allowed to obtain detailed distribution of the flow parameters within stage and to estimate possible critical situations in the pump performance. The results of the numerical modeling were analyzed, the integral parameters were obtained and compared with experimental data and simple analytic model. Comparing the results of the mathematical modeling with the experimental data showed good matching.

Key words: modelling, fluid flow, pump, Navier-Stokes equations, turbulence, vortex shedding.

Fig. 7. Ref.: 10 items.

UDC 629.7.036

Kulakov A., Popov V. **Testing technology of gas-turbine engines on flight test laboratories** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 8 (55). – P. 67-76.

The testing technology of gas-turbine engines on flight test laboratories (FTB) is discussed. This technology enables carrying out advanced complex researches of engine basic units and aircraft systems connected to it. The review of produce and development of flight test laboratories since 1946 to present time is presented. Basic stages, contents and decided tasks during flight tests of gas-turbine engines on FTB are described. The FTB experimental systems are listed, allowing to simulate functioning tested gas-turbine engines in configuration of the aircraft on which it will be established later. Use the technology has allowed to increase essentially safety, to reduce volume of production tests of aircraft. To reduce period and to increase quality of flight -design, state and certified tests.

Key words: gas-turbine engines, flight test laboratories, flight test, FTB experimental systems, flight engineer panel, engine start, windmilling, drosselling performance, gas-turbine flow stability, airflow, engine thrust.

Fig. 9. Ref.: 2 items.

УДК 621.51.226.2.53

Хоріков А.О. Дослідження коливань лопаток компресорів датчиками вимірювання радіального зазору // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 8 (55). – С. 77-81.

Викладено основи методу дослідження коливань лопаток компресорів по сигналах з датчиків вимірювання радіального зазору. Запропоновано математичну модель діагностики коливань, на основі якої виявлені діагностичні ознаки різних видів коливань лопаток. Апробація методу виконана стосовно дослідження флаттеру лопаток. Відмічені переваги запропонованого методу перед іншими методами дослідження коливань лопаток. Показано, що запропонований метод дозволяє не тільки діагностувати тип коливань лопаток, але і визначати рівень вібраційної напруги при цих коливаннях в робочих умовах компресора.

Ключові слова: радіальний зазор, коливання, лопатки, корпус, напруги, діагностика, флаттер.

Іл. 4. Бібліогр.: 2 назви.

УДК 629.7.03.018

Коровін Б.Б., Воїнов В.В., Билінкіна О.Н. Деякі маловивчені ефекти динаміки робочих коліс турбомашин, виявлені в натурному експерименті // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 8 (55). – С. 82-88.

Розглянуто і частково пояснено особливості коливань робочих коліс турбомашин, виявлених при динамічному тензометруванні і вібрографірованні авіаційних ГТД на стендах і в компоновці літальних апаратів. Акцентована увага на маловивчені ефекти динаміки робочих коліс, які треба враховувати при вібраційній доводці двигунів нового покоління. Виконано порівняльний аналіз вібронавантаження робочих лопаток в складі моноколеса (бліска) і при їх традиційному кріпленні на диск. Розглянуто два механізми відбудження випадкових коливань лопаток турбомашин.

Ключові слова: лопати, компресор, робоче колесо, вібронавантаження, гармоніка відбудження, форма коливань, резонанс, віброчутливість, турбулентність потоку. Табл. 1. Іл. 7. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 534.1:539.3

Цимбалюк В.А. Віброізоляція коливних моделей лопаток при вимірюванні аеродинамічних навантажень та флатерних випробуваннях // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 8 (54). – С. 89-93.

При вимірі нестационарних аеродинамічних навантажень на коливних профілях решітки кожен такий профіль закріплений на пружній підвісці, що разом з електродинамічними вібраторами, підставою й пружними елементами утворює вібровузел. Вібровузли з профілями змонтовані на загальній поворотній рамі. Для підвищення точності таких вимірів необхідно поліпшити віброізоляцію вібровузлів від конструкції стенда й один від одного. Розроблена математична модель зв'язаних коливань вібровузлів

UDC 621.51.226.2.53

Khorikov A. **Research of compressors blades fluctuations by tip clearance sensors** // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 8 (55). – P. 77-81.

Bases on a method of research compressors blades fluctuations on signals from measured a tip clearance sensors are stated. The mathematical model of fluctuations diagnostics is offered. On its basis, diagnostic attributes for various kinds of blades fluctuations are revealed. Approbation of this method is executed with reference to research of blades flutter. Advantages of the offered method before other methods of research of blades fluctuations are marked. It is shown, that the offered method allows not only to diagnose type of blades fluctuations, but also to define a level of vibrating strains at these fluctuations in operating conditions of the compressor.

Key words: tip clearance, fluctuations, blades, housing, strains, diagnostics, flutter.

Fig. 4. Ref.: 2 items.

УДК 629.7.03.018

Korovin B., Voinov V., Bylinkina O. **Some hard to understand turbomachine blade wheel dynamic phenomena, detected while GTE testing** // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 8 (55). – P. 82-88.

Gas turbine engine blade wheel vibration peculiarities have been declared and partly explained for both ground and flight GTE testing. It was turned attention to hard to understand blade dynamic phenomena that must be taking into account while new generation GTE vibration developing. Dynamic loading for blades as a part of the whole blade wheel compared with detachable ones have been demonstrated. Two mechanism of blade vibration random excitation have been declared.

Key words: blades, compressor, blade wheel, dynamic loading, exciting harmonic, mode, resonance, vibration sensitivities, flow turbulence.

Tabl. 1. Fig. 7. Ref.: 7 items.

UDC 534.1:539.3

Tsybalyuk V. **Vibration insulation of oscillating models of blades at measurement of aerodynamic loadings and flutter tests** // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 8 (55). – P. 89-93.

At measurement of non-stationary aerodynamic loadings on oscillating airfoils of a cascade each such airfoils is fixed on an elastic suspension which together with electrodynamic vibrators, the basis and elastic elements forms the vibration unit. The vibration units on the common rotary frame are mounted. For increase of measurements accuracy it is necessary to improve their vibration insulation from a bench structure and from each other. The developed mathematical model of coupled vibrations of vibration units and frame has

на спільній рамі дозволила виявити й усунути причини підвищеного механічного зв'язку між ними шляхом зближення центрів мас пружної підвіски й підстави й зменшення поздовжньої жорсткості пружних елементів підстави. Отримано п'ятикратне зниження металоємності рами з вібровузлами.

Ключові слова: аеродинамічний стенд, решітка коли-
вних профілів, механічний зв'язок коливань профілів.

Лл. 9. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 539.3:621

Воробйов Ю.С., Дьяконенко К.Ю., Кулішов С.Б., Скризький О.М. **Вплив кристалографічної орієнтації на коливання охолоджуваних лопаток газових турбін з вихривою матрицею** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 8 (55). – С. 94-98.

Досліджується лопатка з монокристалічною структурою та системою охолоджуючих каналів у вигляді вихривої матриці. Оцінюється вплив зміни напрямків кристалографічної орієнтації на параметри коливань – частоти, форми та розподіл напруг. Наведені графічні залежності власних частот від зміни напрямків кристалографічної орієнтації матеріалу лопатки. Показано розподіл та локалізація напружень при різних формах коливань лопатки. Локалізація напружень спостерігається не лише на входних та вихідних кромках, але й на поверхні охолоджуючих каналів та отворів для виходу газів.

Ключові слова: лопатка, охолоджуючі канали, монокристал, гранецентрована кубічна ґратка, орієнтація монокристалла, власні частоти та форми коливань, інтенсивність напружень.

Табл. 2. Лл. 9. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 629.7.054

Мельник В.М., Кладун О.А., Карачун В.В., Ковалець О.Я. **Пасивна ізоляція акустичного випромінювання** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 7 (55). – С. 99-102.

Викладаються переваги методів і засобів пасивної звукоізоляції, технічним підґрунтям яких можуть бути будь-які явища, у тому числі резонансного типу. Результати напівнатурних стендових випробувань деяких типів огорожувальних конструкцій, що наводяться, доводять ефективність, а потому і доцільність, розв'язання задач шумогасіння шляхом використання різного типу конструкційних нелінійностей, які дозволяють проводити також вибірну частотну ізоляцію. Проводиться короткий аналіз перспективних адаптивних методів та можливість їх сполучення з пасивними, активними, компенсаційними.

Ключові слова: пасивна ізоляція, акустичне випромінювання, конструкційна нелінійність, резонансні порожнини, шумогасіння, перфорований екран.

Лл. 2. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 629.12:621.438.004

Горбов В.М., Чередніченко О.К. **Аналіз і перспективи використання вітчизняних газотурбінних двигунів у судновій енергетиці** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 8 (55). – С. 103-107.

allowed to reveal and remove the reasons of the increased mechanical coupling between them by approach of the centers mass of an elastic suspension and the basis and reduction of longitudinal stiffness of basis elastic elements. Fivefold reduction of metal consumption of a frame with vibration units is received.

Key words: aerodynamic bench, cascade of oscillating airfoils, mechanical coupling of airfoils oscillations.

Fig. 9. Ref.: 4 items.

UDC 539.3:621

Vorobyov Yu., Dyakonenko K., Kulishov S., Skritskij A. **Influence of crystallographic orientation on vibrations of cooled gas turbine blades with whirl matrix** // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 8 (55). – P. 94-98.

Single crystal structured blade with cooling channels system of whirl matrix type is investigated. Influence of crystallographic orientation directions variation on vibration parameters, such as natural frequencies, mode shapes, stress intensities, is estimated. Graphical dependencies of natural frequencies from crystallographic orientation directions variation of blade material are observed. Distribution and localization of stresses under different blade natural modes are shown. Stress localization is observed not only on entrance and exit edges of blade, but on cooling channel surfaces and gas output holes.

Key words: blade, cooling channels, single crystal, face-centered cubic lattice, single crystal orientation, natural frequencies and modes, stress intensities.

Tabl. 2. Fig. 9. Ref.: 7 items.

UDC 629.7.054

Mel'nick V., Kladun E., Karachun V., Kovalets O. **A passive isolation of acoustic radiation** // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 8 (55). – P. 99-102.

Advantages of methods and facilities of passive sound-proofing, technical basis of which can be the different phenomena, including resonance type, are expounded. The brought results over of semimodel stand tests of some types of non-load-bearing constructions prove efficiency, and therefore and expedience, decisions of tasks of noise extinguishion on the basis of different types of construction non-linearities, allowing to conduct a selective frequency isolation also. The short analysis of perspective adaptive methods is conducted that possibility of their connection with passive, active, compensative.

Key words: passive isolation, acoustic radiation, construction non-linearity, resonance cavities, noise extinguishion, perforated screen.

Fig. 2. Ref.: 4 items.

UDC 629.12:621.438.004

Gorbov V., Cherednichenko A. **Analysis and perspectives of Ukrainian gas turbine plants using in ship power engineering** // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 8 (55). – P. 103-107.

Розглянуто галузі застосування газотурбінних двигунів у комерційному суднобудуванні. Запропоновано оцінювати характеристики газотурбінних двигунів морського застосування по параметрах, що впливають на доцільність і ефективність експлуатації судна в цілому. Наведено зіставлення характеристик двигунів провідних фірм за питомими показниками економічної ефективності та за питомими масогабаритними показниками. Розглянуто варіанти застосування газотурбінних двигунів виробництва "Зоря-Машпроєкт" у судновій енергетиці. Зроблено висновок про конкурентноздатність вітчизняних морських двигунів на світовому ринку газотурбінної продукції. **Ключові слова:** комерційне суднобудування, морський газотурбінний двигун, масогабаритні показники, показники економічної ефективності, суднова енергетика, конкурентноздатність.

Іл. 2. Бібліогр.: 3 назви.

УДК 629.5:621.4

Ткач М.Р. Технологічні характеристики газотурбінних установок, що використовують альтернативні паливні ресурси спеціалізованих технологічних суден // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 8 (55). – С. 108-110.

Узагальнено вплив параметрів технологічного процесу (ТП) отримання палива на ефективні показники енерготехнологічних установок, що використовують альтернативні паливні ресурси. Визначено, що у випадку застосування "базового" ГТД UGT6000 нормовані значення ККД та потужності дорівнюють 0,42...0,72. В таких умовах, утилізація тепла дозволяє підвищити доні показники у 1,3...1,7 разів в залежності від параметрів ТП. Визначена також суттєва залежність енергетичної ефективності від значень температурного напору на виході та гідравлічного опору технологічного обладнання.

Ключові слова: характеристики, альтернативне паливо, газотурбінні енергетичні установки.

Іл. 2. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 621.577

Радченко М.І., Коновалов Д.В. Холодильні тепловикористовуючі цикли із застосуванням ефекту теплової компресії // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 8 (55). – С. 111-115.

Проаналізована можливість підвищення ефективності ежекторної тепловикористовуючої холодильної машини шляхом збільшення проміжного тиску в робочому циклі за допомогою термопресора. При цьому застосовано ефект термопресії, який полягає в підвищенні тиску парового потоку в результаті випаровування дрібнодисперсної рідини, упорскуваної в перегрітий паровий потік, попередньо прискорений до швидкості, близької швидкості звуку. На відміну від відомих випадків застосування ефекту термопресії передбачено неповне випаровування рідини, що забезпечує максимальний приріст тиску за рахунок скорочення його втрат на подолання опору тертя на завершальній стадії випаровування. Запропоновані відповідні схемні рішення.

The paper describes the areas of gas turbine plants application at commercial shipbuilding. The authors offer to evaluate the marine gas turbine plants by parameters having influence on the operation effectiveness of a ship on the whole. The comparison of world well-known companies' gas turbine plant parameters by specific mass, volume and economic effectiveness coefficients has been realized in the paper. The paper has also drawn heavily an experience of "Zorya-Mashproekt" in gas turbine design for ship power plants. The conclusion about a competence of Ukrainian marine gas turbine plants for world market is made.

Key words: commercial shipbuilding, marine gas turbine plant, parameters by specific mass, volume, economic effectiveness coefficients, ship power plants, competitiveness.

Fig. 2. Ref.: 3 items.

UDC 629.5:621.4

Tkach M. Technological characteristics of GT power plant, using alternate fuel resources // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 8 (55). – P. 108-110.

The influence of parameters of the technological process (TP) of obtaining of fuel on effective indexes of GT power plant using alternate fuel resources is generalized. Is shown, that at use "base" GT UGT6000 normalized values efficiency and the powers will make 0,42 ... 0,72. In these conditions, the salvaging of heat allows to increase these indexes in 1,3 ... 1,7 times depending on parameters TP. The essential dependence of power efficiency on values of a temperature difference on an output and hydraulic resistance of a production equipment is detected.

Key words: performance, alternate fuel, GT power plant.

Fig. 2. Ref.: 5 items.

UDC 621.577

Radchenko N.I., Kononov D.V. Waste heat recovery refrigeration cycles with application of heat compression effect // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 8 (55). – P. 111-115.

The possibility of increasing the efficiency of waste heat recovery ejector refrigeration machine by arising the intermediate pressure in the working cycle with the help of thermopressor is analyzed. With this the effect of thermopression consisting in increasing the pressure of vapour stream due to the evaporation of high dispersed liquid, injected into superheated vapour stream, accelerated to the velocity, closed to the sonic value, is employed. Unlike the well known cases of application of thermopression effect, the non-complete evaporation of liquid, that provides the maximal pressure increment due to reducing the friction pressure losses at the final stage of evaporation, are supposed. The corresponding scheme decisions have been proposed.

Ключові слова: тепловикористовуюча ежекторна холодильна машина, термопресія, пара, прискорення, швидкість звуку, упорскування рідини, випаровування. Лл. 2. Бібліогр.: 9 назв.

УДК 621.577

Радченко А.М., Сапармамедов А.Н., Іваненко С.В. Використання вторинних енергоресурсів суднового газотурбогенератора для кондиціонування та одержання прісної води // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 8 (55). – С. 116-120.

Проаналізована ефективність попереднього охолодження циклового повітря суднового газотурбогенератора в кондиціонуючій установці на базі ежекторної холодильної машини, що використовує теплоту відхідних газів. Показано, що застосування такої установки забезпечує зниження температури циклового повітря на 20...30 °C і скорочення питомої витрати палива ГТГ на 2...4%. Запропоновані схемні рішення ежекторних тепловикористовуючих установок кондиціонування циклового повітря на вході суднових ГТГ та оцінена їх ефективність.

Ключові слова: газотурбогенератор, охолодження повітря, низькокипляче робоче тіло, тепловикористовуюча холодильна машина, відхідні гази.

Лл. 4. Бібліогр.: 6 назв.

УДК 620.179.13

Епіфанов С.В., Олійник О.В., Перетюртов В.Г., Чумаков А.Г. Дослідження регулярного теплового режиму в охолоджувальній лопатці турбіни // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 8 (55). – С. 121-124.

Використання теплового контролю охолоджувальних лопаток турбін дозволяє запроваджувати оцінку якості системи охолодження лопаток, шляхом порівняння їх теплових динамічних характеристик. Наведений метод теплового контролю, заснований на теорії регулярного теплового режиму. Але специфічна геометрична форма деяких деталей може приводити до відсутності настанова регулярного теплового режиму, тим самим, обмежуючи застосовність теплового контролю. У роботі проведено дослідження режиму охолодження лопатки турбіни з вихровим методом інтенсифікації охолодження у процесі нестационарного теплового контролю. У якості початкових даних для дослідження були обрані результати теплового технологічного контролю лопаток на установці СТКЛ-1 ФГУМП «Салют».

Ключові слова: лопатка турбіни, компланарні канали, тепла дефектоскопія, тепловий контроль, регулярний режим, показник регулярного режиму, темп охолодження.

Табл. 1. Лл. 5. Бібліогр.: 3 назви.

УДК 629.7.03.036.3.001.42

Шимановська Н.А. Ідентифікація динаміки термонапруженого стану деталей для систем моніторингу виробітку ресурсу ГТД // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 8 (55). – С. 125-128.

Key words: waste heat recovery ejector refrigeration machine, thermopression, vapour, acceleration, sonic velocity, liquid injection, evaporation.

Fig. 2. Ref.: 9 items.

UDC 621.577

Radchenko A., Saparmamedov A., Ivanenko S. The use of secondary energy resources of marine gas turbogenerator for conditioning and obtaining a fresh water // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 8 (55). – P. 116-120.

The efficiency of precooling the cyclic air of marine gas turbogenerator by conditioning plant on the base of ejector refrigeration machine recovering exhaust gas heat has been analyzed. It was shown that the application of such plant provides a decrease in cyclic air temperature by 20...30 °C and reduction of specific fuel consumption of GTG by 2...4%. The scheme decisions of ejector waste heat recovery plants for conditioning the cyclic air at the inlet of marine GTG are proposed and their efficiency is estimated.

Key words: gas turbogenerator, cooling of air, low boiling working fluid, waste heat recovery refrigeration machine, exhaust gases.

Fig. 4. Ref.: 6 items.

UDC 620.179.13

Epifanov S., Oleynik A., Peretortov V., Chumakov A. Investigation of regular thermal regime in cooled turbine blade // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 8 (55). – P. 121-124.

Application of thermal control of the cooled turbine blades allows to provide the quality assessment of the blade cooling system by means of its thermodynamic properties comparison. At this research work the thermal control method based on the theory of regular thermal regime is provided. Peculiar geometric pattern of certain engine components can result in lack of regular regime approach thereby restricting the thermal testing deployment. At the research the cooling regime investigation of the turbine blade with vortical intensification mode when in use the transient thermal testing is provided. In the capacity of source data for investigation thermal process inspection results from the STKL-1 FSUME "Salut" facility were taken.

Key words: turbine blade, coplanar ducts, thermal flaw detection, thermal testing, regular regime, regular regime factor, rate of cooling index.

Tabl. 1. Fig. 5. Ref.: 3 items.

UDC 629.7.03.036.3.001.42

Shimanovskaya N. Identification of dynamics of a temperature condition of componets for systems of monitoring of exhaust of resource of a gas turbine engine // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 8 (55). – P. 125-128.

Показано, що перехідні характеристики компонент тензора температурних напружень можуть бути розділені на дві складові – температурну і деформаційну. Перехідні характеристики температурної деформації подані у вигляді експоненційного ряду. Для опису перехідної характеристики температурних напружень з точністю порядку 1% їх максимальних значень відносно кінцево-елементних моделей достатньо чотирьох членів експоненційного ряду, описуючого перехідну характеристику температурної деформації. Запропоновано метод ідентифікації перехідних характеристик, який полягає у послідовному пошуку коефіцієнтів експоненційного ряду, починаючи з заключної ділянки перехідного процесу.

Ключові слова: температурні напруження, перехідна характеристика, температурна деформація, простір станів, ідентифікація.

Іл. 2. Бібліогр.: 3 назви.

УДК 621.01:621.833:24:539.3

Кравченко І.Ф., Єдинович А.Б., Яковлев В.О., Дорофеев В.Л. Експериментальні і теоретичні результати дослідження авіаційних зубчатих передач для двигунів п'ятого і шостого поколінь // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 87 (55). – С. 129-134.

Розглянуті результати експериментальних досліджень зубчатих коліс з перспективною геометрією зубів коліс, яка планується як перспективна для редукторів авіаційних двигунів 5-го і 6-го поколінь. Натурні експерименти виконані на ДП «Івченко-Прогрес». Показано, що чисельні експерименти за допомогою CAD програми ASGEARS, розробленої у філіалі ДП «Івченко-Прогрес» на ФДУП «ММПП «Салют» добре узгоджуються з результатами експериментальних досліджень. Для зменшення рівня вібрацій, викликаного параметричною зміною жорсткості зубів, запропоновано збільшити висоту зубів, але при цьому збільшується коефіцієнт тертя і температура зубів, зменшити яку запропоновано шляхом застосування модифікації профілю зубів.

Ключові слова: колеса зубчаті, експериментальні дослідження, ДП «Івченко-Прогрес», ФГУП «ММПП «САЛЮТ», модифікація, міцність, ASGEARS, CAD.

Іл. 14. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 658.562.017.7

Жеманюк П.Д., Гліксон І.Л., Петров М.І., Шанькін С.І. Обґрунтування працездатності підшипників кочення // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 8 (55). – С. 135-137.

Запропоновано розрахунково-експериментальну методику оцінки довговічності шарикопідшипника по перерахунку фактичного наробітку такого ж підшипника, досягнутого при випробуваннях у складі іншого двигуна у відмінних умовах навантаження – при інших навантаженнях і частотах обертання. Виконана верифікація запропонованої методики на прикладі обґрунтування працездатності шарикопідшипника, встановленого в опорі одного ротора з використанням досягнутого наробітку такого ж

It is shown, that transient characteristics of components of a tensor of temperature pressure can be divided on two components – temperature and deformation. Transient characteristics of a temperature deformation are presented in the form of an exponential series. For exposition of a transient characteristic of temperature pressure with an exactitude of the order of their maximal values of 1% concerning finite-element models enough four terms of the exponential series presenting a transient characteristic of a temperature deformation. The method of identification of the transient characteristics, consisting in a sequential determination of factors of an exponential series, since a final site of transient is offered.

Key words: temperature pressure, transitional description, temperature deformation, space of state, identification.

Fig. 2. Ref.: 3 items.

UDC 621.01:621.833:24:539.3

Kravchenko I., Yedinovich A., Yakovlev V., Dorofeyev V. Experimental and theoretical results of the fifth and sixth generation engines gear transmission research // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 8 (55). – P. 129-134.

The paper focuses on the results of gear wheels experimental investigation. These gear wheels are characterized by the teeth geometry which is supposed to be the next-generation geometry for the fifth and sixth generation engines reduction gearbox manufactured by GP “Ivchenko-progress”. It has been demonstrated that numerical experiments using ASGEARS CAD program developed by GP “Ivchenko-progress” affiliate match the results of experimental investigation at FSUE “MMPP “Salut”. In order to reduce the vibration level caused by parametric variations of teeth hardness, it's suggested that the teeth height should be increased, but at the same time the friction ratio and the temperature of teeth will be increased. These can be reduced by means of teeth profile modification.

Key words: gear wheels, experimental investigation, GP “Ivchenko-progress”, FSUE “MMPP “Salut”, modification, strength, ASGEARS, CAD.

Fig. 14. Ref.: 5 items.

UDC 658.562.017.7

Zhemanuk P., Glikson I., Petrov N., Shankin S. Substantiation of capacity for work of frictionless bearings // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 8 (55). – P. 135-137.

The experiment-calculated method of estimation of ball bearing service life by recalculating actual operating time of the similar bearing which was obtained during its testing as a part of another engine under the different conditions of loading i.e. under different loads and rotational speeds has been proposed. The proposed method has been verified on the basis of the example of substantiation of capacity for work of the ball bearing installed in the bearing support of one rotor using accumulated operating time of the similar ball bearing

шарикопідшипника, встановленого в опорі другого ротору двороторного допоміжного двигуна.

Ключові слова: довговічність, ресурс, наробіток, ротор, шарикопідшипник, випробування, характеристика, параметр.

Табл. 3. Іл. 2. Бібліогр.: 1 назва.

УДК 621.452.3.03:621.822.6

Доценко В.М., Нікітін С.В. Питання дослідження керамічних та гібридних підшипників кочення та їх застосування в авіаційних двигунах // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 8 (55). – С. 138-144.

Проведено аналіз опорних вузлів високошвидкісних роторів з підшипниками ковзання або кочення зі сталевих або керамічних матеріалів з погляду можливості їхнього використання для сучасних і перспективних авіаційних ГТД. Відзначаються можливі переваги й недоліки керамічних або гібридних (зі сталі й кераміки) підшипників кочення й неоднозначність наведених у літературі даних про їхні характеристики. Розроблено конструкцію експериментальної установки для проведення порівняльних випробувань сталевих і керамічних підшипників і методику їхнього проведення.

Ключові слова: опорний вузол, авіаційний двигун, довговічність, керамічний підшипник кочення, гібридний підшипник кочення, дослідний комплекс, порівняльні випробування.

Табл. 2. Іл. 3. Бібліогр.: 12 назв.

УДК 629.78.064.5

Безручко К.В., Давідов А.О., Сінченко С.В., Ширінський С.В. Аналіз причин зниження ресурсу електрохімічних акумуляторів енергоустановок ракетно-космічної техніки // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 8 (55). – С. 145-149.

У цей час у фахівців в області ракетно-космічної техніки, відзначається великий інтерес до питань продовження строків експлуатації й ресурсу існуючих і розроблювальних енергоустановок ракетно-космічних комплексів. У даній статті розглядаються питання забезпечення ресурсу електрохімічних акумуляторів, як складових частин енергоустановок ракетно-космічної техніки. Розглянуто особливості різних режимів експлуатації електрохімічних акумуляторів. Проведено огляд і аналіз причин погіршення характеристик і зниження ресурсу електрохімічних акумуляторів, розглянуті основні процеси, що приводять до деградації характеристик електрохімічних акумуляторів енергоустановок ракетно-космічних комплексів.

Ключові слова: електрохімічний акумулятор, ресурс, енергоустановка, ракетно-космічний комплекс, деградація.

Табл. 2. Іл. 7. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 621.165:621.438:621.65.03

Шатохін В.Ф., Циммерман С.Д. Оцінка можливості розвитку обкату після миттєвого розбалансування ротора // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 8 (55). – С. 150-155.

installed in the bearing support of another rotor of the auxiliary two-rotor engine.

Key words: service life, resource, operating time, rotor, ball bearing, testing, characteristic, parameter.

Tabl. 3. Fig. 2. Ref.: 1 item.

UDC 621.452.3.03:621.822.6

Dotsenko V., Nikitin S. Some problems of research of ceramic and hybrid rolling bearings and their application in aviation engines // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 8 (55). – P. 138-144.

Designs of bearing support of high-speed rotors with sliding bearings or rolling bearings made of ceramic or steel and possibility of their application in modern or next-generation aviation gas-turbine engines were analyzed. Possible advantages and disadvantages of ceramic and hybrid (made of ceramic and steel) rolling bearings and behavior data ambiguity in literature are shown. Design of test rig for comparison test of steel and ceramic rolling bearings and test procedure were developed.

Key words: bearing support, aviation engine, operating life, ceramic rolling bearing, hybrid rolling bearing, test rig, comparison test.

Tabl. 2. Fig. 3. Ref.: 12 items.

UDC 629.78.064.5

Bezruchko K., Davidov A., Sinchenko S., Shirinsky S. The analysis of resource decreasing reasons of chemical accumulators of power systems of rocket and space technique // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 8 (55). – P. 145-149.

At present, specialists in the field of rocket and space technique have a big interest in questions of operation time and resource prolongation of existing and developing power systems of rocket and space complexes. In the given article the questions of chemical accumulators' resource providing as a part of power systems of rocket and space technique are considered. The features of different operation modes of chemical accumulators were have been considered. It was made the overview and analysis of resource decreasing reasons and also it was considered the main processes leading to degradation of characteristics of chemical accumulators power systems of rocket and space complexes.

Key words: chemical accumulator, resource, power system, rocket and space complex, degradation.

Tabl. 2. Fig. 7. Ref.: 5 items.

UDC 621.165:621.438:621.65.03

Shatokhin V., Tsimmerman S. Estimation of probable development of running-in the rotor after its instantaneous unbalance // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 8 (55). – P. 150-155.

Передбачається, що для обкату (кочення) ротора по статору істотне значення мають кінематичні характеристики, які ротор придбав при його русі в зазорі, після якого або дії (зовнішньої імпульсної дії, миттєвого розбалансування і т.п.). На прикладі однодискового ротора розглянуто рух ротора в зазорі при різних величинах розбалансування і динамічних характеристиках ротора. Показано умови виникнення обкату, сили, що виникають в точці контакту ротора і статора, і зміну кінематичних характеристик за час ударної взаємодії. Отримані результати дозволяють зробити висновок, що після миттєвого розбалансування до моменту зіткнення ротора із статором кутова швидкість обертання ротора навколо центру розточування статора порівнянна з кутовою швидкістю обертання ротора. При великих коефіцієнтах тертя $f > 0,2$ час виходу на обкат τ мало залежить від ступеня відбудови від резонансу. У експлуатації відмічено випадок виходу на обкат ротора, коли швидкість його обертання була значно віддалена від резонансу, а інші обставини, сприяючі розвитку обкату, були створені в процесі неправильної експлуатації установки.

Ключові слова: миттєве розбалансування, обкат, контакт ротора і статора, кінематичні характеристики руху.

Табл. 1. Іл. 3. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 62-755

Горбенко О.М. **Зміна межі стійкості автобалансування ротора кулями в процесі експлуатації** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 8 (55). – С. 156-159.

Вивчається взаємозв'язок між найбільшою критичною швидкістю обертання роторної системи з автобалансиром і поточним дисбалансом ротора, що змінюється під час експлуатації. Встановлені закономірності і діапазони можливих значень геометричних параметрів, що характеризують автобалансуючі положення куль. Показано, що при незмінному дисбалансі межа стійкості може бути різною залежно від геометрії розташування куль. Крім того, можливе аномальне підвищення залишкової вібрації і зниження ефективності автобалансування при відносно невисокому дисбалансі ротора.

Ключові слова: ротор, вібрація, автобалансир, дисбаланс, стійкість автобалансування, межа стійкості.

Іл. 4. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 621.4

Коваленко С.С., Грушенко А.М. **Про рішення теплової задачі стосовно звичайних та гібридних підшипників кочення газотурбінних двигунів** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 8 (55). – С. 160-163.

Розглянуто проблему створення малорозмірних багаторежимних камер згоряння для безпілотних летальних апаратів і технологічних газогенераторів. Проведено аналіз конструктивних рішень камер перспективної газодинамічної схеми з інтенсифікацією циркуляції газів усередині камер згоряння.

It is assumed, that for the running-in (rolling) of the rotor along the stator of great importance are kinematic characteristics which the rotor has obtained during its motion in the clearance after any action (external impulse effect, instant unbalance etc.). The rotor motion in the clearance is considered by an example of a single-disc rotor at various values of the rotor unbalance and its dynamic characteristics. Given are the conditions for occurrence of running-in, forces occurring in the rotor and stator contact point and variations in the kinematic characteristics during impact interaction. The obtained results make it possible to draw a conclusion that upon instant unbalance up to the moment, when the rotor is contacting the stator, the angular speed around the center of the stator boring is comparable with the rotor angle speed. With the great friction coefficients $f > 0,2$, the time needed to achieve running-in τ to a small degree depends on the resonance elimination. In service of the plant a rotor running-in was noted (refer to the preceding author's report) when the rotor speed to a great extent differed from the resonance while the other circumstances, which promoted the running-in development, had been produced in the course of improper operation of the plant.

Key words: instant unbalance, running-in, contact between rotor and stator, kinematic characteristics.

Tabl. 1. Fig. 3. Ref.: 7 items.

UDC 62-755

Gorbenko A. **Change of border of stability of autobalancing of rotor by balls in the process of exploitation** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 8 (55). – P. 156-159.

Intercommunication between most critical speed of rotation of the rotor system with an autobalancer and current rotor unbalance, changing during exploitation, is studied in work. Conformities to the law and ranges of possible values of geometrical parameters characterizing autobalancing balls positions are established. It is shown, that at a constant unbalance the stability border can be different depending on geometry of balls location. In addition, the anomalous increase of outstanding vibration and decrease of autobalancing efficiency at the relatively low rotor unbalance is possible.

Key words: rotor, vibration, autobalancer, unbalance, stability of autobalancing, border of stability.

Fig. 4. Ref.: 5 items.

UDC 621.4

Kovalenko S., Grushenko A. **The low-sized combustion chambers of air breathing smallthrust engines of pilotless vehicles and technological gas generators** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 8 (55). – P. 160-163.

The problem of making of small-sized multimode combustion chambers for pilotless vehicles and technological gas generators has been considered. The construction decisions analysis of perspective gas dynamic scheme chambers with intensification of gas circulation inside combustion chamber has been realized. The

Представлені схеми камер згоряння з двохзоновою стабілізацією горіння. Зроблено часткове узагальнення газодинамічної подоби камер згоряння тепловою потужністю від 40 до 400 кВт, що дозволяє на етапі ескізного проектування визначати основні геометричні розміри камер згоряння.

Ключові слова: безпілотний літальний апарат, камера згоряння, форсажна камера, повітряно-реактивний двигун малої тяги, технологічний газогенератор.

Лл. 1. Бібліогр.: 8 назв.

УДК 533.9.07

Коселев М.М., Лоян А.В., Рыбалов О.П., Ищенко С.И. **Малогабаритний катод для ЕРД // Авіаційно-космічна техніка і технологія.** – 2008. – № 8 (55). – С. 164-166.

Розглянуто можливість проектування ефективного малогабаритного порожнистого катода зі струмом 2 А. Обговорюється катод з безначальним запуском, в якому використано скандатний емітер, що працює із густиною струму 70 А/см². Представлено макет і схема випробувального стенду емітера в умовах ксенонного газового розряду. Показано, що робота емітера в режимі підвищеної густини струму може бути достатньо тривалим і незначно впливає на ресурс катода. Наведено вольтамперні та вольвитратні характеристики інженерної моделі двоамперного катода.

Ключові слова: газовий розряд, безначальний порожнистий катод, емітер.

Лл. 7. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 535 (023)

Толмачев М.Г. **Енергетичні цикли й умови перетворень баріонних квантів бі-речовини // Авіаційно-космічна техніка і технологія.** – 2008. – № 8 (55). – С. 167-172.

У бі-речовині, що складається з енергетичного об'єднання баріонних й тахіонних квантів, уперше виявлені енергетичні цикли у вигляді періодичної закономірності зміни співвідношення їх кінетичних і потенційних енергій, обумовлені особливостями геометричних форм взаємодіючих квантів, оскільки баріонному кванту властива найбільш консервативна форма – сфера, а тахіонному – псевдосфера з безмежними можливостями з енергообміну. За межі циклів прийнято рівності кінетичних і потенційних енергій або прямування потенційної енергії баріонного кванта до нуля. Такі умови у взаємодії квантів виступають одночасно й умовами перетворення речовини в баріонному кванті. Отримані результати можуть бути використані при необхідності одержання з новими властивостями.

Ключові слова: бі-речовина, енергетичні цикли, баріонні та тахіонні кванти, умови перетворення баріонних квантів.

Табл. 2. Лл. 5. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 621.436-027.21

Альохін С.О., Крайшкін І.О., Ликов С.В. **Поліпшення техніко-економічних показників високо-**

schemes of combustion chambers with two-region combustion stabilization have been presented. The partial generalization of gas dynamic similarity of combustion chambers of technological gas generators with the heat power from 40 till 400 kilowatt which allows to define the basic geometrical dimensions of the chamber has been made.

Key words: vehicle, combustion chamber, afterburner, air breathing smallthrust engine, technological gas generator.

Fig. 1. Ref.: 8 items.

UDC 533.9.07

Koshelev N., Loyan A., Rybalov O., Ischenko E. **Small-size cathode for electric propulsion // Aerospace technic and technology.** – 2008. – № 8 (55). – P. 164-166.

Possibility of effective small-size hollow cathode with current 2 A development is described. Cathode with heatless startup with scandate emitter and current density 70 A/cm² is discussed. Mockup and scheme of emitter test stand with Xe discharge conditions are shown. It is shown that emitter operating in high current density conditions can be prolonged and no significantly influence on cathode lifetime. Volt-ampere and volt-flow-rate characteristics of 2 A cathode engineering model are shown.

Key words: gas discharge, heatless hollow cathode, emitter.

Fig. 7. Ref.: 4 items.

UDC 535 (023)

Tolmachev N. **Energy cycles and conditions of transformations of baryon quanta of b-substance // Aerospace technic and technology.** – 2008. – № 8 (55). – P. 167-172.

In b-substance, consisting of power association of baryon and tachyon quanta, power cycles as periodic law of change of ratio of their kinetic and potential energies, caused by features of geometrical forms of cooperating quanta, as the most conservative form – sphere is inherent to baryon quantum, and pseudosphere with infinite capabilities for energy exchange is inherent to tachyon quantum, are shown for the first time. Equality of kinetic and potential energies or tending of potential energy of baryon quantum to zero is assumed as borders of cycles. Such conditions in quanta interaction are simultaneously conditions of transformation of substance in baryon quantum. The obtained results can be used for formation of substance with new properties if necessary.

Key words: b-substance, power cycles, baryon and tachyon quanta, conditions of transformation baryon quanta.

Tabl. 2. Fig. 5. Ref.: 7 items.

UDC 621.436-027.21

Alyokhin S., Krayushkin I., Lykov S. **Improvement of the technical and economic performance of the high**

оборотного дизеля малої потужності шляхом зміни умов сумішоутворення // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 8 (55). – С. 173-175. У запропонованій до розгляду статті сформульована і розглянута важлива задача поліпшення техніко-економічних показників високооборотного малолітражного дизеля малої потужності. Приведено недоліки конкретного двигуна з напіврозділеною камерою згоряння, зв'язані з низкою часткою використання циклового повітряного заряду у фазі швидкого горіння паливоповітряної суміші. Зазначено шляхи рішення задачі при доведенні геометрії елементів, що утворюють камеру згоряння. У роботі приведені результати експериментальної перевірки на стояночному енергоагрегаті, вказуються конкретні кількісні показники по зниженню температур деталей і підвищенню потужності та економічності, проілюстровані конструктивні зміни вихідної й оптимізованої форми камери згоряння дизеля стояночного енергоагрегата для військових броньованих машин.

Ключові слова: високооборотний малолітражний дизель, стояночний енергоагрегат, сумішоутворення, камера згоряння, повітряний заряд.

Іл. 1. Бібліогр.: 2 назви.

УДК 621.1.076-627.8

Бугаєнко О.М., Гусєв Ю.А., Нечипорук Н.В. **Багатофункціональний газогенератор для ліквідації наслідків забруднень водних акваторій та ґрунту нафтопродуктами** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 8 (55). – С. 176-185.

Розглянуто питання розробки генератора багатозфазових потоків для ліквідації наслідків забруднень великих площ водних акваторій та ґрунту нафтопродуктами. Представлено математичну модель багатозфазного розгінного пристрою. Проведено верифікацію розробленої моделі. Запроєктовано вихідні пристрої для двигунів ГТД-5, АІ9-В та ТВ3-117. На основі проведених досліджень створена сумісна математична модель газотурбінного двигуна та багатозфазового розгінного пристрою. Наведені результати експериментальних досліджень генератора багатозфазових потоків, підтверджуючих ефективність його роботи.

Ключові слова: багатозфазовий потік, математична модель, розгінний пристрій, сорбент, нафтове забруднення, далекобійність.

Табл. 2. Іл. 11. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 389.6:629.7.036

Степаненко С.М., Папченкова Л.І., Харченко В.Г. **До питання про роботу з ключовими характеристиками** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 8 (55). – С. 186-188.

Упровадження на підприємствах, що розробляють і виготовляють авіаційну техніку, системи якості на основі стандартів ISO 9000 і європейських стандартів аерокосмічної серії EN 9100 ставить задачу розмежування підходів до роботи з виділюваними особливо відповідальними, критичними і ключовими характери-

speed small-power by means of changing the conditions of mixing // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 8 (55). – P. 173-175.

An important task of improvement of the technical and economic performance of the high-speed small-displacement small-power diesel engine is formulated and considered in the proposed for consideration paper. Drawbacks of the concrete engine with the partially separated combustion chamber connected with the low portion of using the cycle air charge during the phase of quick burning of the air-and-fuel mixture are given. Ways of solving the task during finishing of the geometry of elements forming the combustion chamber are indicated. Results of the experimental checking on the parking auxiliary power unit are given, concrete quantitative indices on reduction of the parts temperatures and increase of the power output and fuel saving are indicated, design changes of the initial and optimized shape of the combustion chamber of the parking auxiliary power unit diesel engine for the military armored vehicles are illustrated.

Key words: high speed small-displacement diesel engine, parking auxiliary power unit, mixing, combustion chamber, air charge.

Fig. 1. Ref.: 2 items.

UDC 621.1.076-627.8

Bugaenko O., Gusev Y., Nechiporuk N. **Multifunctional gas generator for liquidation of water and ground pollution consequences** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 8 (55). – P. 176-185.

Questions of gas generator development for improvement of technology of oil and oil products collection from water surface and ground, in case of its emergency overflow, are viewed. Mathematical model of multiphase acceleration device is worked out, output devices for ГТД-5 and TP3-117 engines are engineered in assistance of developed software. Verification of this model is conducted. On the base of provided works combined mathematical model of engine and multiphase acceleration device is created. Results of experimental research are shown.

Key words: multiphase flow, mathematical model, acceleration device, sorbent, oil pollution, efficient range.

Tabl. 2. Fig. 11. Ref.: 7 items.

UDC 389.6:629.7.036

Stepanenko S., Papchenkova L., Kharchenko V. **Studies on key characteristics** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 8 (55). – P. 186-188.

The implementation of quality system on the basis of the ISO 9000 standards and the EN 9100 series European aeronautical standards at the enterprises, which develop and produce aeronautical engineering, raises a problem of delimitation of approaches to the work with assignable especially crucial, critical and key character-

стиками авіаційної техніки, що випускається. У статті аналізуються вимоги, які пропонуються для керування ключовими характеристиками відповідно до стандарту prEN 9103. Розглянуто модель процесу керування ключовими характеристиками, що рекомендується.

Ключові слова: система якості, ключові характеристики, керування, процеси, стандарт, ISO 9000, EN 9100.
Бібліогр.: 3 назви.

УДК 697.34

Харитонов Ю.М. **Управління проектами реконструкції на основі артефактних платформ** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 8 (55). – С. 189-192.

На основі наукового узагальнення результатів теоретичних досліджень і реалізованих на практиці проектів реконструкції систем теплопостачання показано, що одним з напрямків підвищення ефективності проектів реконструкції систем теплопостачання може бути підхід до формування проекту реконструкції шляхом створення інформаційних баз даних виконаних проектів реконструкції – артефактних проектів (платформ), з наступним виділенням і розв'язанням нових задач, обумовлених особливостями й обмеженнями, що має синтезуючий проект. Розглянуто загальні підходи до формування методу артефактних проектів, виконана їхня класифікація.

Ключові слова: енергетика, управління проектами, реконструкція, система теплопостачання.
Табл. 2. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 65.011.3

Гусева Ю.Ю. **Багатомірний аналіз конструкторсько-технологічних факторів ризику технічної підготовки виробництва наукоємної техніки** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 8 (55). – С. 193-195.

В статті реалізовано системний підхід до процесу технічної підготовки виробництва наукоємної техніки. Відокремлено вхідні параметри-фактори, вихідні параметри-властивості, керуючі параметри, параметри, що пов'язано з помилками при прийнятті рішень. Використання факторного аналізу дозволило відокремити серед факторів множини „керуючі параметри” групи, що характеризуються різним ступенем ризику. Проведено кластеризацію цих факторів за двома ознаками – імовірності виникнення фактора та величині впливу фактору на подальший хід робіт (в якості вхідних даних використано експертні оцінки).

Ключові слова: ризик, технічна підготовка виробництва, багатомірний аналіз, кластерний аналіз, наукоємна техніка, системний підхід.
Лл. 2. Бібліогр.: 3 назви.

istics of the produced aeronautical engineering. The demands qualifying to the key characteristics management according to the prEN 9103 standard are analyzed in this article. A recommended model of the key characteristics management process is examined.

Key words: quality system, key characteristics, management, processes, standard.
Ref.: 3 items.

UDC 697.34

Kharytonov Y. **Projects management of redevelopment on a basis artefact platforms** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 8 (55). – P. 189-192.

On the basis of scientific generalization results of theoretical researches and the designs of redevelopment systems a district heating realized in practice is shown, that the approach to creation the design of redevelopment by creation of the informational databases of the executed designs of redevelopment – artefact designs (platforms), with subsequent selection and solution of the new problems, which stipulated by features and limitations in the synthesized design, can be one of directions effectiveness increase for designs of redevelopment a district heating. The common approaches to method creation artefact designs are considered, their classification is executed.

Key words: power engineering, project management, redevelopment, district heating.
Tabl. 2. Ref.: 7 items.

UDC 65.011.3

Guseva Y. **The multidimensional analysis of design and technological risk factors of the high technology machinery fitting-out** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 8 (55). – P. 193-195.

The system approach to the process of the high technology machinery fitting-out is realized. Input parameters-factors, the target parameters-properties, operating parameters, the parameters connected with errors at decision-making are allotted. Using of cluster analysis allowed allotting of the groups characterized by different degree of risk among «operating parameters». Clustering of these factors was realized using two characteristics – probability of factor occurrence and influence of the factor on the further course of works (as initial data expert estimations were used).

Key words: risk, fitting-out, multidimensional analysis, cluster analysis, high technology machinery, system approach.
Fig. 2. Ref.: 3 items.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

АЛЕХИН Сергей Алексеевич	КП «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению», кандидат технических наук, Генеральный конструктор
АНДРЕЕВ Вячеслав Иванович	Николаевский государственный гуманитарный университет имени Петра Могилы, кандидат технических наук, заведующий отделом
БАСТЕЕВ Андрей Владимирович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», доктор физико-математических наук, профессор, профессор кафедры
БЕЗРУЧКО Константин Васильевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», доктор технических наук, профессор, проректор
БОГОРОШ Александр Терентьевич	Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
БУГАЕНКО Олег Михайлович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», директор студгородка
БЫЛИНКИНА Ольга Николаевна	Федеральное государственное унитарное предприятие РФ «Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Жуковский, Россия, начальник сектора
ВОЙНОВ Виктор Владимирович	НТЦ им. А. Люльки ОАО «Научно-производственное объединение «Сатурн», Рыбинск, Россия, начальник управления
ВОРОБЬЕВ Юрий Сергеевич	Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом
ВОРОНОВ Сергей Александрович	Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, доктор технических наук, профессор, проректор, заведующий кафедрой
ГЛИКСОН Игорь Леонидович	ОАО «Мотор Сич», Запорожье, начальник отдела прочности
ГОРБЕНКО Александр Николаевич	Керченский государственный морской технологический университет, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
ГОРБОВ Виктор Михайлович	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, кандидат технических наук, профессор, директор машиностроительного института
ГРУШЕНКО Александр Михайлович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, доцент кафедры
ГУСЕВ Владимир Николаевич	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, начальник отдела
ГУСЕВ Юрий Алексеевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
ГУСЕВА Юлия Юрьевна	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, доцент кафедры
ДАВИДОВ Альберт Оганезович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, старший научный сотрудник
ДОВГАНЬ Александр Николаевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», аспирант

- ДОРОФЕЕВ**
Владислав Леонидович
ФГУП Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют», Россия, доктор технических наук, профессор, ведущий конструктор
- ДОЦЕНКО**
Владимир Николаевич
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
- ДЫХТА**
Леонид Михайлович
Николаевский государственный гуманитарный университет имени Петра Могилы, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
- ДЬЯКОНЕНКО**
Константин Юрьевич
Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, аспирант
- ЕДИНОВИЧ**
Андрей Борисович
ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, начальник бригады редуктора
- ЕПИФАНОВ**
Сергей Валерьевич
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
- ЕРШОВ**
Сергей Владимирович
Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, доктор технических наук, старший научный сотрудник, ведущий научный сотрудник
- ЖЕМАНЮК**
Павел Дмитриевич
ОАО «Мотор Сич», Запорожье, технический директор
- ИВАНЕНКО**
Сергей Викторович
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, магистр
- ИЩЕНКО**
Евгений Иванович
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», старший научный сотрудник
- КАЛАБУХОВ**
Дмитрий Сергеевич
Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва, Россия, студент
- КАРАСЬ**
Григорий Валерьевич
ОАО «Мотор Сич», Запорожье, инженер
- КАРАЧУН**
Владимир Владимирович
Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
- КАЧАН**
Алексей Яковлевич
Запорожский национальный технический университет, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
- КЛАДУН**
Елена Анатольевна
Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, аспирантка
- КЛИМЕНКО**
Леонид Павлович
Николаевский государственный гуманитарный университет имени Петра Могилы, доктор технических наук, профессор, ректор
- КОВАЛЕНКО**
Сергей Сергеевич
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», ассистент
- КОВАЛЕЦ**
Ольга Яковлевна
Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, инженер
- КОЛЕСНИК**
Владимир Петрович
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, доцент кафедры
- КОНОВАЛОВ**
Дмитрий Викторович
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
- КОНОПЛЕНКО**
Анатолий Александрович
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», студент

КОРОВИН Борис Борисович	ФГУП РФ «Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Жуковский, Россия, доктор технических наук, старший научный сотрудник, начальник лаборатории
КОСТЮК Владимир Евгеньевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ведущий научный сотрудник
КОШЕЛЕВ Николай Николаевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», старший научный сотрудник
КРАВЧЕНКО Игорь Федорович	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, кандидат технических наук, доцент, Главный конструктор
КРАЮШКИН Игорь Александрович	Казённое предприятие «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению», Главный конструктор
КУЛАКОВ Анатолий Дмитриевич	Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова «ЛИИ», Жуковский, Московская область, Россия, кандидат технических наук, начальник отделения
КУЛИШОВ Сергей Борисович	ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, начальник отдела
КУМЧЕНКО Яков Алексеевич	НПП «КАШТУЛ», Днепропетровск, кандидат технических наук, доцент, директор
ЛОЯН Андрей Витальевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры
ЛЫКОВ Сергей Валентинович	Казённое предприятие «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению», начальник отдела
МАЛИНИН Виталий Владимирович	Российский государственный университет нефти и газа им. И.М. Губкина, Москва, Россия, кандидат физико-математических наук
МЕЛЬНИК Виктория Николаевна	Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
МОЗГОВОЙ Сергей Владимирович	ОАО «Мотор Сич», Запорожье, инженер
МОЛОДЫХ Сергей Иванович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ведущий научный сотрудник
МУСАТКИН Николай Фёдорович	Самарский государственный аэрокосмический университет им. ак. С.П. Королёва, Россия, кандидат технических наук, доцент
НЕЧИПОРУК Николай Васильевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, доцент, проректор
НИКИТИН Сергей Владимирович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», аспирант
ОЛЕЙНИК Алексей Васильевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», доктор технических наук, доцент, профессор кафедры
ПАНАСЕНКО Валерий Александрович	ОАО «Мотор Сич», Запорожье, начальник бюро управления главного технолога

ПАПЧЕНКОВА Людмила Ивановна	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, инженер
ПЕРЕТЁРТОВ Владислав Георгиевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», магистр, аспирант
ПЕТРОВ Николай Иванович	ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И.Баранова», Москва, Россия, кандидат технических наук, начальник сектора
ПОПОВ Владимир Викторович	Летно-исследовательский институт им. М.М.Громова «ЛИИ», Жуковский, Московская область, Россия, ведущий инженер
РАДЧЕНКО Андрей Николаевич	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, кандидат технических наук, старший научный сотрудник
РАДЧЕНКО Николай Иванович	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
РАДЬКО Владислав Михайлович	Самарский государственный аэрокосмический университет им. ак. С.П. Королёва, Россия, кандидат технических наук, профессор
РЕЗНИК Сергей Борисович	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, начальник бригады
РОЙЗМАН Вилен Петрович	Хмельницкий национальный университет, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
РЫБАЛОВ Олег Петрович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», инженер
САПАРМАМЕДОВ Андрей Назармамедович	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, аспирант
СИНЧЕНКО Светлана Владимировна	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», научный сотрудник
СКРИЦКИЙ Александр Николаевич	ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, ведущий инженер-конструктор
СЛОБОДКИНА Франческа Александровна	Российский государственный университет нефти и газа им. И.М. Губкина, Москва, Россия, доктор физико-математических наук, профессор
СОЛОВЬЕВ Станислав Николаевич	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой
СТЕПАНЕНКО Сергей Михайлович	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, кандидат технических наук, начальник отдела
ТАРАСЕНКО Александр Александрович	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, младший научный сотрудник
ТАРАСЕНКО Людмила Владимировна	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», инженер
ТКАЧ Михаил Романович	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры
ТОЛМАЧЕВ Николай Григорьевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, научный сотрудник

ТРЕТЬЯК Владимир Васильевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, доцент, докторант
ФОРФУТДИНОВ Виктор Владимирович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, старший научный сотрудник
ХАРИТОНОВ Юрий Николаевич	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, кандидат технических наук, доцент, проректор
ХАРЧЕНКО Виталий Григорьевич	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, заместитель начальника НИО
ХОМЫЛЕВ Сергей Александрович	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, ведущий инженер
ХОРИКОВ Анатолий Алексеевич	Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва, Россия, доктор технических наук, профессор, начальник отдела
ЦИМБАЛЮК Владимир Анатольевич	Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев, кандидат технических наук, старший научный сотрудник
ЦИММЕРМАН Сергей Дмитриевич	ОАО «Калужский турбинный завод», Калуга, Россия, кандидат технических наук, Главный инженер
ЧАДОВА Кристина Владимировна	Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, студентка
ЧЕРЕДНИЧЕНКО Александр Константинович	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
ЧУМАКОВ Андрей Григорьевич	ФГУП Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют», Россия, кандидат технических наук, начальник лаборатории
ШАНЬКИН Сергей Иванович	ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Главный конструктор
ШАТОХИН Виктор Фёдорович	ОАО «Калужский турбинный завод», Калуга, Россия, кандидат технических наук, начальник бюро
ШИГАПОВА Диана Юрьевна	Российский государственный университет нефти и газа им. И.М. Губкина, Москва, Россия, аспирантка
ШИМАНОВСКАЯ Наталья Анатольевна	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», инженер
ШИРИНСКИЙ Семен Владимирович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», младший научный сотрудник
ЮССЕФ Камел	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», аспирант
ЯКОВЛЕВ Валентин Александрович	ФГУП Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют», Россия, Главный конструктор – руководитель филиала ГП «Ивченко-Прогресс»

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Алёхин С.А.	173	Кладун Е.А.	99	Резник С.Б.	46
Андреев В.И.	18	Клименко Л.П.	18	Ройзман В.П.	7
Бастеев А.В.	36	Коваленко С.С.	160	Рыбалов О.П.	164
Безручко К.В.	145	Ковалец О.Я.	99	Сапармамедов А.Н.	116
Богорош А.Т.	7	Колесник В.П.	21	Синченко С.В.	145
Бугаенко О.М.	176	Коновалов Д.В.	111	Скрицкий А.Н.	94
Былинкина О.Н.	82	Конопленко А.А.	51	Слободкина Ф.А.	59
Войнов В.В.	82	Коровин Б.Б.	82	Соловьев С.Н.	15
Воробьев Ю.С.	94	Костюк В.Е.	51	Степаненко С.М.	186
Воронов С.А.	7	Кошелев Н.Н.	164	Тарасенко А.А.	56
Гликсон И.Л.	135	Кравченко И.Ф.	129	Тарасенко Л.В.	36
Горбенко А.Н.	156	Краюшкин И.А.	173	Ткач М.Р.	108
Горбов В.М.	103	Кулаков А.Д.	67	Толмачев Н.Г.	167
Грушенко А.М.	160	Кулишов С.Б.	94	Третьяк В.В.	10
Гусев В.Н.	51	Кумченко Я.А.	33	Форфутдинов В.В.	36
Гусев Ю.А.	176	Лоян А.В.	164	Харитонов Ю.Н.	189
Гусева Ю.Ю.	193	Лыков С.В.	173	Харченко В.Г.	186
Давидов А.О.	145	Малинин В.В.	59	Хомылев С.А.	46
Довгань А.Н.	21	Мельник В.Н.	99	Хориков А.А.	77
Дорофеев В.Л.	129	Мозговой С.В.	26	Цимбалюк В.А.	89
Доценко В.Н.	138	Молодых С.И.	10	Циммерман С.Д.	150
Дыхта Л.М.	18	Мусаткин Н.Ф.	40	Чадова К.В.	7
Дьяконенко К.Ю.	94	Нечипорук Н.В.	176	Чередниченко А.К.	103
Единович А.Б.	129	Никитин С.В.	138, 160	Чумаков А.Г.	121
Епифанов С.В.,	121	Олейник А.В.	121	Шанькин С.И.	135
Ершов С.В.	46	Панасенко В.А.	26	Шатохин В.Ф.	150
Жеманюк П.Д.	135	Папченкова Л.И.	186	Шигапова Д.Ю.	59
Иваненко С.В.	116	Перетёртов В.Г.	121	Шимановская Н.А.	125
Ищенко Е.И.	164	Петров Н.И.	135	Ширинский С.В.	145
Калабухов Д.С.	40	Попов В.В.	67	Юссеф К.	36
Карась Г.В.	26	Радченко А.Н.	116	Яковлев В.А.	129
Карачун В.В.	99	Радченко Н.И.	111		
Качан А.Я.	26	Радько В.М.	40		

К СВЕДЕНИЮ АВТОРОВ

В соответствии с требованиями ВАК Украины (бюл. ВАК № 2,3 2008) изменяются правила оформления статей. Текст статьи выполняется в Microsoft Office Word for Windows (*.doc)

Параметры страницы:

Размер бумаги - А4 (210х297 мм); Отступ сверху и снизу листа - 25 мм, справа и слева – 22,5 мм.

Структура статьи.

УДК (UDC); И.О.Ф. автора(ов). Организация, страна. Заголовок статьи. Аннотация на языке оригинала (например, на русском языке). Ключевые слова. Текст статьи. Литература. Информация о поступлении статьи в редакцию и рецензенте. Заголовок статьи, И.О.Ф. автора, аннотация, ключевые слова на украинском языке. Заголовок статьи, И.О.Ф. автора, аннотация, ключевые слова на английском языке. Фамилия, Имя, Отчество (полностью), научная степень, научное звание, должность, организация, город расположения организации, страна, e-mail и контактный телефон каждого автора (ов).

УДК

УДК XXX.XXXX

Без абзаца. Прописные, 12pt Times New Roman, выравнивание по левому краю, 1 межстрочный интервал.
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

И.О.Ф. Автора

Без абзаца. Прописные, жирный, 12pt Times New Roman, выравнивание по левому краю, 1 межстрочный интервал.
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

Организация, Страна

Без абзаца. Строчные, курсив, жирный, 12pt Times New Roman, выравнивание по левому краю, 1 межстрочный интервал)
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

ЗАГЛОВОК СТАТЬИ

Без абзаца. Прописные, 12pt Times New Roman, жирный, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал.
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

Аннотация

Без абзаца. На языке оригинала статьи (например, на русском языке). Слово «Аннотация» не пишется. Аннотация должна быть не менее 500 знаков и не должна превышать 14 строк, шрифт - 10pt Times New Roman, выравнивание по ширине, курсив, один межстрочный интервал, отступ слева – 7,5 мм.
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

Ключевые слова

Без абзаца. Абзац начинается с надписи **Ключевые слова:** (*Ключові слова:, Key words:*) (курсив, жирный, 10pt Times New Roman), а далее разделенные запятой - 6 – 10 слов на языке оригинала статьи. (курсив, 10pt Times New Roman, выравнивание по ширине, один межстрочный интервал, отступ слева – 7,5 мм.).
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

Текст статьи.

Согласно постановлению ВАК Украины от 15.01.2003 № 7-05/1 текст статьи должен иметь такую структуру: *постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими задачами; анализ последних исследований и публикаций, на которые опирается автор; формулирование цели статьи (постановка задачи); изложение основного материала исследования с полным обоснованием полученных научных результатов; выводы из данного исследования и перспективы дальнейших разведок в данном направлении.*

Оформляется в две колонки по 8 см, интервал между колонками текста - 5 мм.

Шрифт - Times New Roman,

Размер шрифта 10 пунктов, интервал шрифта – обычный (без растяжения или уплотнения),

Межстрочный интервал - 1.1,

Выравнивание текста - по ширине,

Автоматическая расстановка переносов слов.

Абзацы должны начинаться с красной строки (отступ 7,5 мм).

Полное заполнение страниц (**неполная страница в публикацию включена не будет**).

Иллюстрации к статье

Подаются в виде файлов с расширением *.TIF или *.JPG (серое изображение, разрешение 300 dpi, масштаб 1:1). Рисунки должны быть пронумерованы.

Подписуточные надписи

Подписуточная надпись выполняется шрифтом основного текста на расстоянии одной строки от рисунка, межстрочный интервал – одинарный, например:

Рис. 1. Схема отбора сжатого воздуха от ГТД:

1 – энергия набегающего потока; 2 – отбор воздуха от компрессора низкого давления

Надпись центрируется. Качество рисунков и графиков должно обеспечивать прочтение и тиражирование.

Таблицы

Таблицы должны быть пронумерованы: Таблица 1, Таблица 2,и т.д (слово Таблица располагается по правому краю страницы). Заголовок таблицы центрируется. Межстрочный интервал – одинарный. При необходимости размер шрифта можно уменьшить. Никакие сокращения слов, кроме общепринятых, в таблицах не допускаются.

Формулы

Набираются в редакторе формул MathType. Использовать для набора формул графические объекты, кадры и таблицы – запрещается. Произвести настройки редактора в меню:

РАЗМЕР→ОПРЕДЕЛИТЬ вести размеры:	
Обычный	10 пт
крупный индекс	80 %
мелкий индекс	70 %
крупный символ	150 %
мелкий символ	90 %

Стиль→ОПРЕДЕЛИТЬ установить параметры			
Стиль	Шрифт	полужирный	курсив
Текст	Times New Roman		
Функция	Times New Roman		
Перемен.	Times New Roman		
Стр. греч.	Symbol		
Пр. греч.	Symbol		
Символ	Symbol		
Матрица	Times New Roman	V	
Числа	Times New Roman		

Формула располагается по центру (без абзаца) строки, нумерация цифровая, сквозная. Номер формулы (в круглых скобках, 10 пт) располагается по правому краю страницы на одном уровне с формулой или ниже. Формульное окно принудительно растягивать или сжимать нельзя. Пояснения значений символов и числовых коэффициентов следует располагать непосредственно под формулой, в той последовательности, в какой они представлены в формуле. Каждое значение необходимо пояснять в новом абзаце с отступом 7,5 мм. Первый ряд пояснений начинают со слова «где» (без отступа), например:

$$\text{Re}_T^{**} = \Psi_{\Sigma} \cdot \int_0^x q_w dx \cdot \left[\mu^* (i_w^* - i_w) \left(\frac{2}{\pi} \beta + 1 \right) \right]^{-1}, \quad (1)$$

где β – угол натекания струи на преграду;

μ^* – вязкость теплоносителя при температуре T^* ;

Ψ_{Σ} – суммарный коэффициент отличия данного процесса теплообмена от стандартного.

Списки

Маркированный (–), нумерованный: формат номера Times New Roman 10пт, абзац 7,5 мм, табуляция после номера 5 мм.

Заголовки

Заголовки каждого раздела должны быть пронумерованы 1, 2, ...

Шрифт – Times New Roman полужирный, строчный, 12пт, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал, отступы абзацев отсутствуют, от окружающего текста отделяется пустыми строками.

Подразделы

При включении подразделов и подпунктов необходимо использовать для каждого заголовка

Шрифт – Times New Roman полужирный, строчный, 10пт, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал, отступы абзацев отсутствуют, от окружающего текста отделяется пустыми строками.

Литература

При цитировании литературы в тексте необходимо указывать номер в квадратных скобках [1]. Нумерация литературы в порядке упоминания. Список использованной литературы приводится в конце статьи (отступ от последней строчки статьи 1 строка одинарного интервала) и начинается ключевым словом **Литература**, набранным строчными буквами (шрифт полужирный 12 пт, по центру, без абзаца). Источники списка литературы оформляются в соответствии с библиографическими требованиями **ДСТУ ГОСТ 7.1:2006** (шрифт курсив 10 пт, выравнивание по ширине, абзац 7,5 мм, 1 межстрочный интервал).

Дополнительная информация

После текста статьи приводится информация, расположенная в одну колонку. Дополнительная информация отделяется от последней строчки текста статьи 1-й строкой, 1 межстрочный интервал. Указывается информация о поступлении статьи в редакцию (курсив, выравнивание по правому краю, 1 межстрочный интервал текста) в виде – *Поступила в редакцию 00.00.2008*

(пустая строка, 10пт, 1 межстрочный интервал)

Далее приводится информация о рецензенте.

Без абзаца, строчный шрифт, 10пт Times New Roman, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал. Начинается текст со слова **Рецензент:** (шрифт полужирный) с указанием научной степени, научного звания, должности, Ф.И.О., организации и города расположения организации.

(пустая строка, 10пт, 1 межстрочный интервал)

Далее приводятся 2 информационных блока на русском, украинском или английском языках (исключается основной язык статьи) в следующем порядке:

Блок на первом языке, (пустая строка, 10пт, 1 межстрочный интервал), **Блок на втором языке**

Каждый блок имеет следующий формат:

ЗАГОЛОВОК СТАТЬИ на соответствующем языке

Без абзаца. Прописные, 10пт Times New Roman, жирный, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал.

И.О.Ф. авторов на соответствующем языке

Без абзаца. Прописные, жирный, курсив, 10пт Times New Roman, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал, интервал перед и после строки – 3 пт.

Аннотация на соответствующем языке

Абзац 7,5 мм. Слово «Аннотация» не пишется. Шрифт - 10пт Times New Roman, выравнивание по ширине, один межстрочный интервал.

Ключевые слова на соответствующем языке

Абзац 7,5 мм. Абзац начинается с надписи **Ключові слова:** (**Ключевые слова:** или **Key words:**) (курсив, жирный, 10пт Times New Roman), а далее разделенные запятой - 6 – 10 слов на соответствующем языке (курсив, 10пт Times New Roman, выравнивание по ширине, один межстрочный интервал).

(пустая строка, 10пт, 1 межстрочный интервал)

За информационными блоками располагаются сведения про авторов.

Приводится информация о каждом авторе статьи.

Фамилия, Имя, Отчество (полностью), научная степень, научное звание, должность, организация, город расположения организации, страна, e-mail, номер контактного телефона.