

УДК 621.951.47

С.И. ПЛАНКОВСКИЙ¹, О.В. ШИПУЛЬ¹, О.В. ТРИФОНОВ¹, В.Г. КОЗЛОВ²¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина²ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина

СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В КАМЕРАХ ТЕРМОИМПУЛЬСНЫХ МАШИН ПРИ ОБРАБОТКЕ ДЕТАЛЕЙ АГРЕГАТОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛА

Проведен анализ особенностей смесеобразования в камерах термоимпульсных машин при обработке деталей агрегатов ЛА. Задача смесеобразования рассмотрена как задача течения многокомпонентной газовой смеси. Для решения задачи используются интегрированные CAD/CAE-системы. На примере смесеобразования при обработке корпуса агрегата ГТД исследована степень однородности метано-воздушной смеси при последовательном и совместном наполнении камеры термоимпульсной машины. Показано, что при последовательном наполнении во внутренних полостях корпуса образуются зоны с концентрацией метана меньшей, чем предел воспламенения. Для дальнейшего применения в машинах термоимпульсной обработки деталей агрегатов ЛА рекомендовано использование наполнения заранее подготовленной смесью.

Ключевые слова: агрегаты ЛА, термоимпульсная обработка, смесеобразование, математическое моделирование, CAD/CAE-системы.

Введение

Обеспечение конкурентоспособности продукции отечественного машиностроения требует повышения ее качественных показателей до уровня, близкого к продукции ведущих мировых производителей. Анализ показывает, что этот уровень наряду с конструктивно-технологическими факторами определяется соблюдением требований промышленной чистоты выпускаемых изделий.

На этапе производства это связано с качественной очисткой кромок и поверхностей деталей от заусенцев, микрочастиц и других микроликвидов, которые определяют величину абразивного износа, а для высокоточных механизмов, таких как агрегаты двигателей ЛА, существенно влияют на надежность работы изделия в целом [1].

Учеными Национального аэрокосмического университета «ХАИ» в конце 80-х годов был разработан и прошел промышленную проверку термоимпульсный способ финишной очистки, который по качеству обработки не уступает лучшим из существующих на сегодня технологиям финишной обработки, а по технологическим возможностям даже превосходит их [2]. В ходе многочисленных экспериментальных исследований подтверждена эффективность данного метода и перспективность его развития [3, 4].

В ходе численного моделирования процессов смесеобразования в камерах импульсных машин было показано, что при последовательном наполне-

нии камеры компонентами смеси ее состав крайне неравномерен [5, 6]. Наибольшие отличия от стехиометрического состава наблюдались вблизи конструктивных элементов сложной формы – проточек, глухих отверстий, т.е. элементов, характерных для корпусных деталей агрегатов двигателей ЛА.

Однако имеющихся данных недостаточно для того, чтобы сделать окончательный выбор в пользу наполнения готовой смесью при термоимпульсной обработке деталей типа корпусных деталей агрегатов двигателей ЛА.

Поэтому целью настоящей работы была разработка метода оценки степени неоднородности топливной смеси вблизи обрабатываемых поверхностей деталей сложной формы и выработка на его основе рекомендаций по способу смесеобразования при термоимпульсной обработке.

Описание решаемой задачи и используемых математических моделей

Следуя [6] будем рассматривать процесс смесеобразования в камере термоимпульсной машины с установленной в ней деталью сложной формы. В качестве такой детали использован корпус агрегата двигателя ЛА. Корпус имеет сложную форму со множеством сквозных, пересекающихся и глухих отверстий (рис. 1). С точки зрения работоспособности агрегата наибольшее значение имеет качественная очистка внутренних полостей, поэтому основное внимание при оценке степени однородности

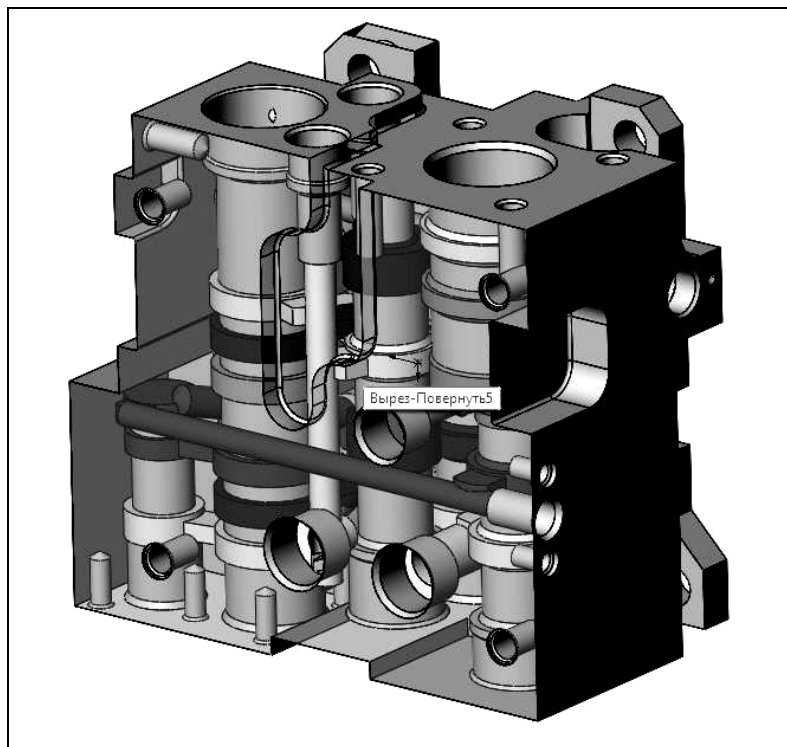
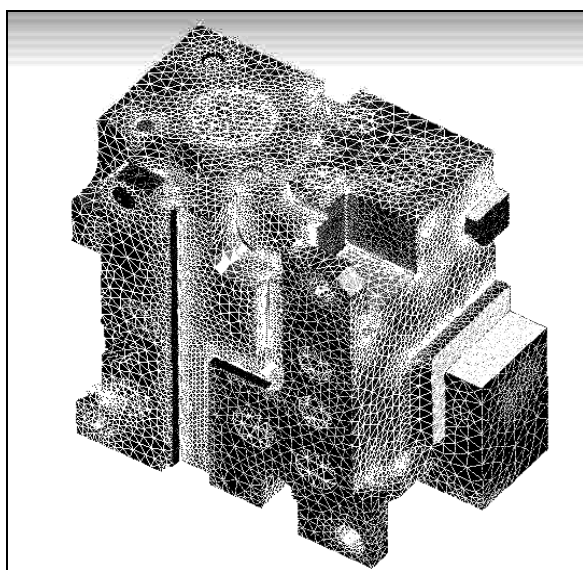
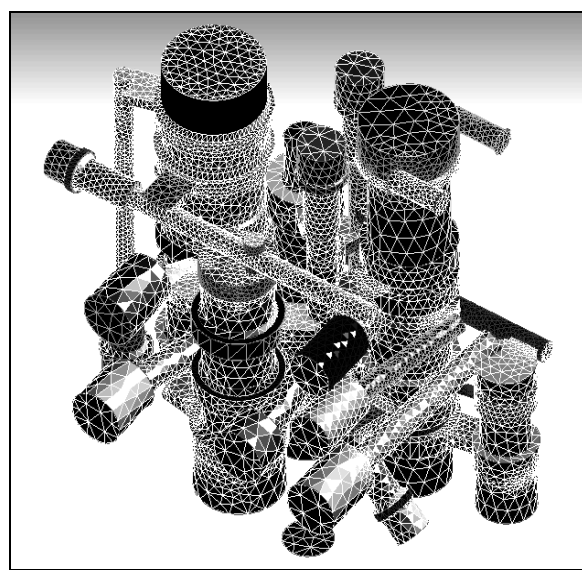


Рис. 1. Твёрдотельная модель корпуса агрегата двигателя ЛА



а



б

Рис. 2. Расчетная сетка конечных элементов: а – на корпусе агрегата ЛА; б – для внутреннего объема

топливной смеси было сконцентрировано на внутренних объемах. Поэтому при построении расчетной сетки внутренний объем корпуса был выделен в качестве отдельной подобласти (рис. 2).

Для исследования процессов смесеобразования использовалась описанная в [5, 6] модель, основанная на применении системы уравнений Навье – Стокса. Для анализа расслоения смеси на этапе выдержки перед зажиганием уравнения записывались с учетом действия силы тяжести. Для описания турбулентных течений применялось их осреднение по

Рейнольдсу с использованием SST модели турбулентности [7], показывающей высокую точность при моделировании пристеночных течений. Для определения фракционного состава топливной смеси система уравнений модели замыкалась уравнением концентрации.

При определении теплофизических свойств газов, т.е. зависимостей плотности, вязкости, теплопроводности, удельных теплоемкостей, коэффициентов диффузии компонент от температуры и концентрации компонентов, использованы уравнения

состояния, а также известные эмпирические и полумпирические зависимости.

Благодаря использованию среды ANSYS Workbench при изменении позиции корпуса в камере сетка конечных элементов автоматически перестраивалась, что позволяло проводить расчеты с целью определения лучшего положения обрабатываемой детали на рабочем столе с точки зрения равномерности смеси.

Для оценки степени однородности смеси строилась функция распределения для массовой концентрации метана в камере, т.е. гистограмма, показывающая относительный объем внутренней области агрегата, в котором массовая концентрация метана находится в заданном диапазоне.

Анализ результатов моделирования

Моделирование производилось для двух способов наполнения: последовательного (подача метана - подача воздуха - выдержка) и совместного (подача готовой смеси со стехиометрическим соотношением компонентов - выдержка). Время выдержки в обоих случаях составляло 0,1 сек. На рис.3 приведены результаты моделирования смесеобразования

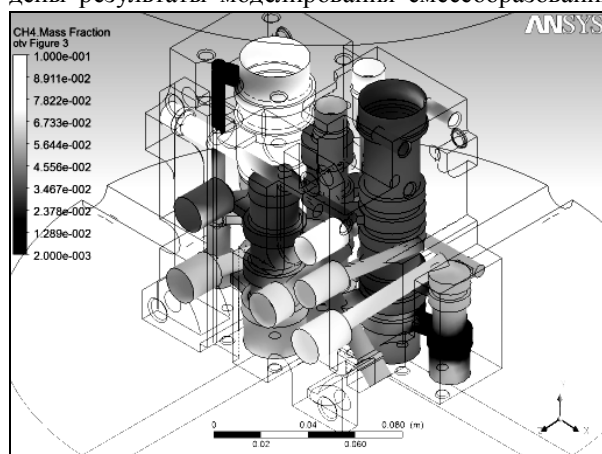
для случая последовательного наполнения. Результаты приведены для случая оптимального расположения корпуса на рабочем столе с точки зрения однородности смеси.

При таком способе наполнения во внутренних областях наблюдается значительный разброс значений массовой концентрации метана (от 0,2 до 9%). При этом образуются области с массовой концентрацией метана ниже предела воспламенения (3,2% для давления 0,1МПа).

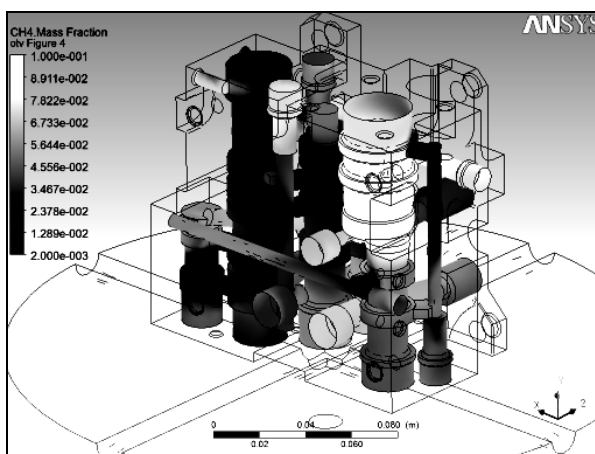
Несмотря на расширение предела воспламенения с ростом давления до 5% внутреннего объема будут заполнены смесью с недостаточной для горения концентрацией горючего.

Наличие зон с недостаточной концентрацией метана приведет к тому, что на этих поверхности детали будет воздействовать только импульс давления, и они практически не подвергнутся воздействию термического импульса. Поэтому гарантировать качественную очистку данных поверхностей от микроликвидов нельзя.

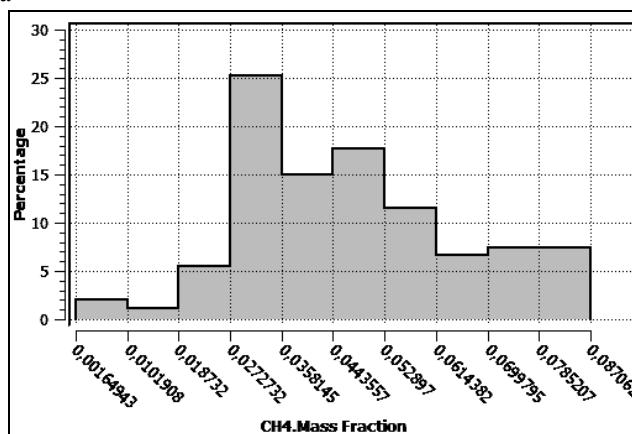
При совместном наполнении картина распределения массовой концентрации метана во внутренних полостях корпуса совершенно иная (рис. 4).



а



б



в

Рис. 3. Степень однородности смеси при последовательном наполнении: а, б – распределение массовой концентрации во внутренних полостях; в – функция распределения массовой концентрации

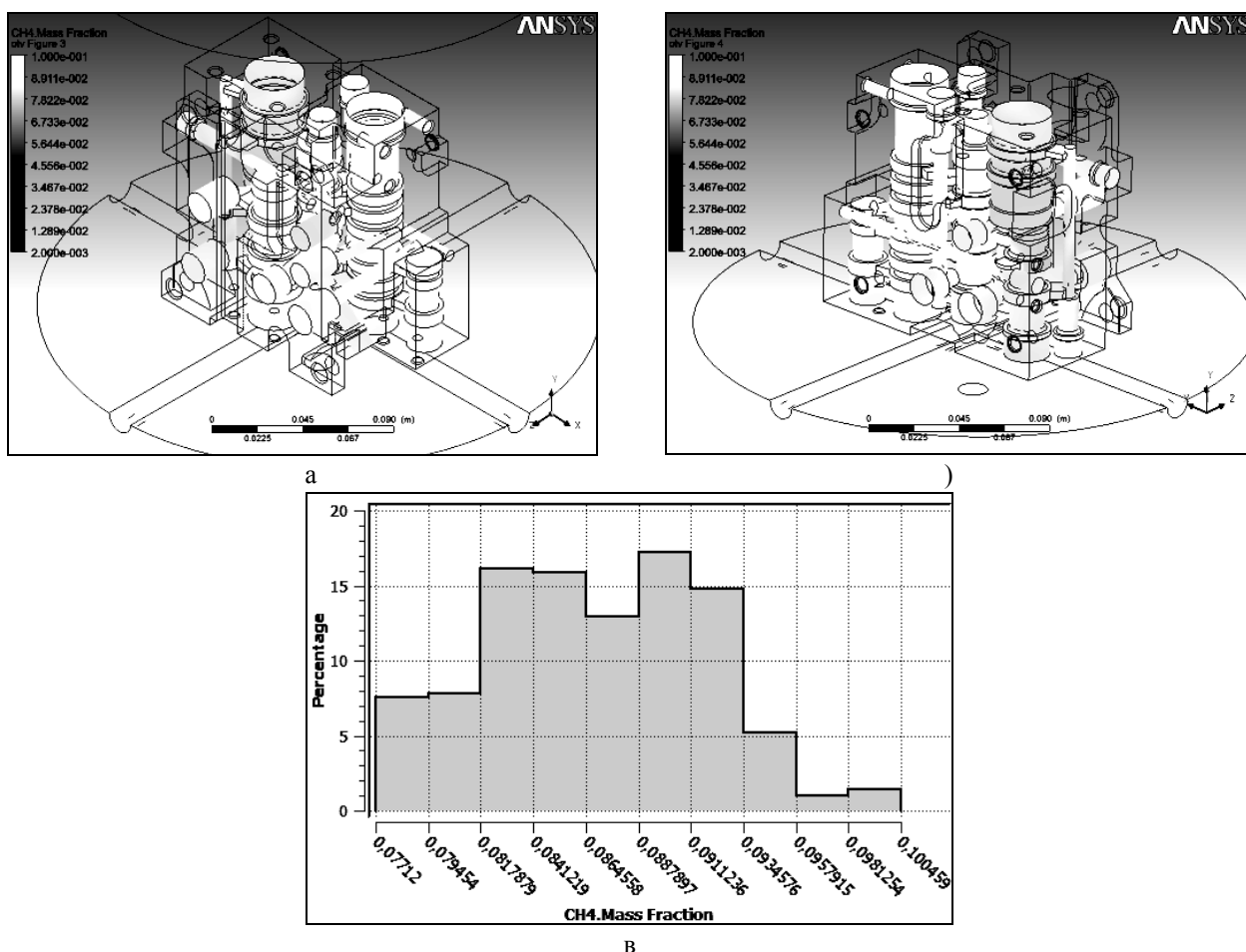


Рис. 4. Степень однородности смеси при совместном наполнении: а, б – распределение массовой концентрации во внутренних полостях; в – функция распределения массовой концентрации

Состав смеси практически однороден – разброс значений массовой концентрации метана находится в диапазоне 7,7...10%, что соответствует пределам воспламенения.

С учетом интенсивного перемешивания продуктов сгорания при прохождении ударных волн при такой степени однородности смеси можно утверждать, что условия обработки всех внутренних поверхностей корпуса будут практически идентичными.

Выводы

1. В результате моделирования процесса сме-сеобразования при последовательном наполнении камеры термоимпульсной машины с установленной на рабочем столе деталью сложной формы (корпус агрегата двигателя ЛА) установлено, что во внутренних полостях обрабатываемой детали присутствуют зоны с массовой концентрацией метана меньшей, чем пределы воспламенения (до 5% по объему).

2. При наполнении камеры готовой топливной смесью обеспечивается необходимая степень одно-

родности смеси для качественной термоимпульсной очистки всех внутренних поверхностей детали. Для дальнейшего использования при обработке деталей сложной формы следует рекомендовать смесеобразование по схеме совместного наполнения компонентами.

Литература

1. Gillespie L. *Deburring and edge finishing handbook* / L. Gillespie. – New York City: Industrial Press, 1999. – 404 p.
2. Современное состояние и перспективы развития технологий финишной отделки прецизионных деталей летательных аппаратов / С.И. Планковский, А.В. Лосев, О.В. Шипуль, О.С. Борисова // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2010. – № 2 (69). – С. 39-47.
3. Лосев А.В. *Повышение эффективности зачистки деталей пневматических и гидротопливных систем при использовании термоимпульсного метода: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08; защищена 14.05.1995; утв. 07.10.1995* / Лосев Алексей Васильевич. – Х., 1995. – 210 с.

4. Жданов А.А. Термоимпульсные технологии очистки поверхностных деталей агрегатов авиационных двигателей: дис. ... канд. техн. наук: 05.07.04; защищена 25.01.2003; утв. 12.03.2003 / Жданов Александр Андреевич. – Х., 2003. – 120 с.

5. Мазниченко С.А. Об особенностях смесеобразования в тепловых приводах импульсного оборудования / С.А. Мазниченко, С.И. Планковский,

О.С.Борисова // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – № 7 (44). – С. 45-52.

6. Моделирование термоимпульсной обработки с учетом неоднородности топливной смеси / С.И. Планковский, О.В. Шипуль, О.В.Трифонов, О.С. Борисова // *Открытые информационные компьютерные технологии*. – 2010. – №3. – С. 37-47.

Поступила в редакцию 31.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой А.И. Долматов, Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

СУМІШОУТВОРЕННЯ В КАМЕРАХ ТЕРМОІМПУЛЬСНИХ МАШИН ПРИ ОБРОБЦІ ДЕТАЛЕЙ АГРЕГАТІВ ДВИГУНІВ ЛА

С.І. Планковський, О.В. Шипуль, О.В. Трифонов, В.Г. Козлов

Проведено аналіз особливостей сумішоутворення в камерах термоімпульсних машин при обробці деталей агрегатів ЛА. Задача сумішоутворення розглянута як задача течії багатокомпонентної газової суміші. Для розв'язання задачі використовуються інтегровані CAD/CAE-системи. На прикладі сумішоутворення при обробці корпусу агрегату ГТД досліджено ступінь однорідності метано-повітряної суміші при послідовному та сумісному наповненні камери термоімпульсної машини. Показано, що при послідовному наповненні у внутрішніх порожнинах корпусу виникають зони з концентрацією метану нижчою, ніж межа загоряння. Для подальшого використання в машинах термоімпульсної обробки деталей агрегатів ЛА рекомендовано використання наповнення попередньо підготовленою сумішшю.

Ключові слова: агрегати ЛА, термоімпульсна обробка, сумішоутворення, математичне моделювання, CAD/CAE-системи.

THE MIXING IN CHAMBER OF THERMO-PULSE SYSTEM AT CLEARING OF ENGINE UNIT WORKPIECE

S.I. Plankovskyy, O.V. Shypul, O.V. Trifonov, V.G. Kozlov

The analysis of mixing features in chambers of thermo-pulse system at clearing of workpiece is carried out. The problem of mixing is considered as a problem of a current of a multicomponent gas mixture. For the problem decision the integrated CAD/CAE-systems are used. Uniformity degree of a methane-air mixture at consecutive and joint filling of the chamber of thermo-pulse system is investigated on an example mixing at clearing of the unit frame of gas turbine engine. It is shown that at consecutive filling in internal cavities of the unit frame zones are formed with concentration of methane smaller, than an ignition limit. For the further application in thermo-pulse system of clearing of aircraft unit workpiece use of filling by in advance prepared mixture is recommended.

Key words: aircraft unit, thermo-pulse clearing, mixing, mathematical modeling, CAD/CAE-systems.

Планковский Сергей Игоревич – д-р техн. наук, проф. кафедры технологии производства летательных аппаратов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: s.plank@khai.edu.

Шипуль Ольга Владимировна – канд. техн. наук, доцент кафедры технологии производства летательных аппаратов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: o.shipul@khai.edu

Трифонов Олег Валерьевич – аспирант кафедры технологии производства летательных аппаратов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: Kleiner-Rotor@yandex.ru.

Козлов Владислав Григорьевич – нач. отдела, ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина, e-mail: uzma@motorsich.com.

УДК 669.01 (07)

Ф.З. УТЯШЕВ*Институт проблем сверхпластичности металлов РАН, Уфа, Россия***ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ПРИКЛАДНЫЕ АСПЕКТЫ ПОЛУЧЕНИЯ И ПРИМЕНЕНИЯ ОБЪЕМНЫХ УЛЬТРАМЕЛКОЗЕРНИСТЫХ И НАНОСТРУКТУРНЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Ультрамелкозернистые (УМЗ) и наноструктурные (НС) состояния материалов обеспечивают им высокие механические свойства при нормальной температуре, а при повышенной температуре – сверхпластические свойства. Это позволяет при изготовлении из них деталей использовать, как технологические, так и конструкционные свойства. Существующие методы получения УМЗ и НС материалов, так или иначе, основываются на пластической деформации. Актуальной задачей является разработка эффективных деформационных методов, обеспечивающих максимальное измельчение зерен. В работе показано, что решение такой задачи должно учитывать условия совместности деформации на макро-, мезо- и микроуровнях. С этих же позиций рассматриваются свойства указанных материалов и возможности их конструкционного применения.

Ключевые слова: вектор, тензор, совместность деформации, дефект, структура, механические свойства.

Введение

Для получения объемных УМЗ и НС материалов с размером зерен (1–10) мкм и вплоть до нескольких нанометров используют методы интенсивной пластической деформации (ИПД) [1, 2]. Большинство работ в области интенсивных и больших пластических деформаций посвящены преимущественно структурным механизмам и превращениям в материалах [1,3]. Между тем для разработки эффективных технологий получения УМЗ и НС материалов важна также связь структурных изменений с макроскопическими закономерностями больших деформаций, рассматриваемых в рамках механики сплошных сред (МСС).

Деформированное состояние в материальной точке континуума, как известно, характеризуется тензором деформации $\hat{\epsilon}$. Если известно поле вектора перемещения $\mathbf{u}$ в окрестностях точки, то компоненты тензора деформации, определяют его дифференцированием. При обратной задаче – нахождении вектора $\mathbf{u}$ по компонентам тензора деформации возникает неоднозначность, поскольку надо определить три проекции этого вектора по шести компонентам тензора. Эту неоднозначность устраняют, дифференцируя известные соотношения Коши с исключением из них компонент вектора перемещений. В результате получают шесть уравнений, отражающих условия совместности для малых, но не для больших деформаций. Кроме того, такой подход в определении условий совместности деформации не позволяет судить об особенностях их выполнения в

кристаллических материалах, в которых деформация обусловлена перемещениями линейных дефектов и это приводит к структурным изменениям.

В этой связи в данной работе поставлена задача выявить физико-механические причины фрагментации, обеспечивающие эффективное формирование УМЗ и НС состояний в металлах на основе более широкого представления совместности деформации, чем это принято в МСС. Поскольку условие совместности деформации является прямым следствием закона сохранения вещества при пластической деформации, то поставленная задача ставится исходя из первопринципов строения материалов.

1. Обобщенное представление условия совместности деформации

Пусть некоторое твердое тело под воздействием в общем случае сил и моментов сил подвергается пластической деформации, т.е. изменяет свою форму и размеры без нарушения сплошности. Если в нем до деформации мысленно выделить пространственную сетку линий, составленную из декартовых координат или в качестве таковой для кристаллических материалов использовать «естественные» линии – кристаллографические оси, то при деформации прямые линии неизбежно подвергнутся искривлению – дисторсии и, в целом сетка приобретет некоторый изгиб и кручение (в поликристаллических материалах деформация, обычно, по-разному искривляет кристаллографические оси в каждом зерне).

В каждой материальной точке дисторсия определяется соответствующим тензором $\hat{\beta}$, по отношению к которому условие совместности пластической деформации имеет вид:

$$\text{rot} \hat{\beta} = \nabla \times (\hat{e} + \hat{\omega}) = 0, \quad (1)$$

где ∇ – оператор «набла».

Отметим, что условие (1) выполняется исходя из того, что по определению $\hat{\beta} = \text{grad } \mathbf{u}$. Отсюда справедливо тождество $\text{rot grad } \mathbf{u} \equiv 0$ – иная форма записи условия совместности деформации.

Деформация в окрестности материальной точки, как известно, определяется симметричной частью $\hat{\beta}$, т.е. $\hat{e} = (\nabla \mathbf{u} + \mathbf{u} \nabla)/2$. Антисимметричная часть $\hat{\beta}$ представляет собой чистый поворот материальной точки, как единого целого – $\hat{\omega} = (\nabla \mathbf{u} - \mathbf{u} \nabla)/2$. Заменяя в (1) тензор дисторсии $\hat{\beta}$ его суммой $\hat{\beta} = \hat{e} + \hat{\omega}$, получим:

$$\text{rot} (\hat{e} + \hat{\omega}) = \text{rot } \hat{e} + \text{rot } \hat{\omega} = 0. \quad (2)$$

Случай, при котором каждое из слагаемых в соотношении (2) равно нулю отражает идеальную однородность деформации, которая в металлах не реализуется. Практическую ситуацию представляет случай, в котором каждое слагаемое отлично от нуля, но не их сумма, т.е. когда

$$\text{rot } \hat{e} = -\text{rot } \hat{\omega}. \quad (3)$$

Отметим, что уравнения (1) – (3) справедливы не только для континуального твердого тела, но и для кристаллических, аморфных и других твердых тел, в которых межатомные связи обеспечивают им стабильность формы и размеров до деформации и сохранение сплошности при деформации. Подчеркнем, что при деформации возникает два равных и противоположно направленных поворота (ротора или вихря): чистый и порожденный сдвиговой деформацией.

Если деформируемое тело наделить свойствами сплошной среды, то ни сдвиг, ни повороты не изменят его «внутреннего строения», поскольку «элементами» такого тела являются бесконечно малые частицы, расположенные на бесконечно малых расстояниях. Физически выделить и обнаружить такие элементы и, следовательно, их передвижения нельзя: они неотделимы друг от друга и полностью совпадают друг с другом при любой деформации. Поэтому внутренне строение сплошного твердого тела после деформации будет тождественно равным исходному недеформированному строению тела. Существенной компонентой в тензоре дисторсии для континуального твердого тела является тензор деформации, поскольку он в отличие от тензора поворота характеризует изменение формы материала и

для определения деформированного состояния такого твердого тела достаточно знать поле тензора деформации.

Для кристаллических материалов уравнения (1) – (3) полностью сохраняют свою форму, если использовать их континуальное представление, как материалов с бесконечно малым периодом решетки. В обычном же представлении кристаллических материалов процесс деформации обеспечивается движением линейных дефектов кристаллической структуры. В этом случае компоненты в уравнении совместности могут быть определены следующей системой [3]:

$$\begin{cases} \hat{e} = \sum_{k=1} \rho_k \lambda_k \hat{T}_k; \\ \hat{\omega} = \sum_{k=1} \rho_k \lambda_k \hat{R}_k, \end{cases} \quad (4)$$

где соответственно $\hat{T}_k = 0,5(\vec{n}\vec{b} \times \vec{b}\vec{n})_k$ и $\hat{R}_k = 0,5(\vec{n}\vec{b} - \vec{b}\vec{n})_k$ – симметричная и несимметричная части двухвалентного тензора для k-той системы скольжения. Здесь ρ_k – плотность дислокаций; λ_k – средняя длина пробега дислокаций; $\vec{n}, \vec{b}$ – нормаль к плоскости скольжения и вектор Бюргерса для k-той системы скольжения в зерне.

При этом соотношение аналогичное соотношению (3) запишется в виде

$$\hat{\omega}_\delta = \hat{\omega}_r, \quad (5)$$

где $\hat{\omega}_\delta$ и $\hat{\omega}_r$ – тензоры тейлоровского и реактивного поворота зерна соответственно.

Отметим следующее: 1) соотношение (5) позволяет записать систему уравнений (4) в более удобном для решения виде – относительно дислокаций, без привлечения дисклинаций – дефектов, ответственных за поворотную моду деформации; 2) система уравнений (4) справедлива для достаточно крупнозернистого состояния кристаллического материала, в котором деформация происходит путем кристаллографических сдвигов; 3) при существенном измельчении зерен множество их границ в материалах становится достаточным для осуществления зернограницного сдвига практически в любом требуемом направлении, что оправдывает запись условия совместности деформации в форме (2).

Таким образом, принципиальное отличие условий совместности деформации (2) и (4) состоит в том, что первое справедливо для тел, в котором компоненты дисторсии не приводят к изменению его структуры (сплошная среда или поликристалл с предельно измельченными зернами – нанозернами), а второе для поликристаллического тела, в котором компоненты дисторсии изменяют его структуру. Последнее обусловлено тем, что носителями сдвига и поворота в кристаллах являются разные дефекты:

дислокации и дисклинации. Между собой эти дефекты отличаются строением, способом и траекториями перемещения, и они по-разному изменяют структуру материала при деформации. Кроме того, подводя промежуточный итог, повторно отметим, что в классическом представлении, основанном на МСС, оценка деформированного состояния твердого тела определяется лишь симметричной частью дисторсии – тензором деформации. Между тем как структура и свойства кристаллических тел зависят от количества и распределения в них дефектов, следовательно, зависят от тензоров деформации и поворота, определяемых уравнениями (4). Поэтому при оценках деформированного и адекватного ему структурного состояния кристаллического материала и, в конечном счете, свойств материала важно учитывать тензор дисторсии в целом.

2. Структурные условия совместности деформации

Все выше приведенные уравнения справедливы для локальных областей твердого тела, т.е., либо для материальной точки, если оно континуальное, либо для зерна, если оно поликристаллическое. Для твердого тела в целом необходима интегральная (общая) совместность деформации всех его частей. В идеальном случае такая совместность обеспечивается равенством тензоров дисторсии в каждой из N -ного множества точек или зерен, т.е. равенством составляющих дисторсии:

$$\hat{e}_1 = \hat{e}_2 = \dots = \hat{e}_N = \hat{e};$$

$$\hat{\omega}_1 = \hat{\omega}_2 = \dots = \hat{\omega}_N = \hat{\omega}.$$

Для выполнения таких условий в поликристаллах необходимо, чтобы в каждом зерне действовало не менее 5 независимых систем скольжения дислокаций, либо имелось достаточное большое множество границ, обеспечивающих возможность осуществления по ним сдвигов (зернограничного проскальзывания) и поворотов.

Обычно поликристаллические материалы отличаются крупнозернистым строением, в которых доля границ составляет пренебрежимо малую часть, а в зернах имеется не более 2–3 активных систем скольжения дислокаций. Вследствие этого для таких поликристаллических материалов более правдоподобной представляется следующие условия совместности деформации

$$\hat{e}_1 + \hat{\omega}_1 = \hat{e}_2 + \hat{\omega}_2 = \dots = \hat{e}_n + \hat{\omega}_n = \hat{e} + \hat{\omega}. \quad (6)$$

Если выразить условие совместности деформации в виде

$$\sum_{k=1}^N \text{rot}(\hat{e} + \hat{\omega}) = \sum_{k=1}^N \text{rot}(\sum \rho_k \lambda_k \hat{T}_k + \sum \rho_k \lambda_k \hat{R}_k) = 0, \quad (7)$$

то, принимая во внимание значения $\hat{T}_k$ и $\hat{R}_k$, а также то, что плотность дислокаций и их пробег не равны нулю, получим:

$$\sum \bar{n} \bar{b} = 0. \quad (8)$$

Последнее соотношение имеет простой геометрический смысл для монокристалла или поликристалла, состоящего из слабоориентированных субзерен. Оно отражает ситуацию, при которой макроскопическая плоскость сдвига совпадает с кристаллографической плоскостью (или почти совпадает с таковыми в каждом субзерне). Тогда угол между векторами $\bar{n}$ и $\bar{b}$ равен $\pi/2$, их скалярные произведения, и, следовательно, вся сумма (8) равны нулю

Для поликристалла с большеугловыми границами соотношение (8) могло бы реализоваться, если бы траектория движения дислокаций в зернах представляла бы собой ломанную (зигзагообразную) линию, многократно пересекающую прямую линию, в направлении которой осуществляется макросдвиг (рис. 1).

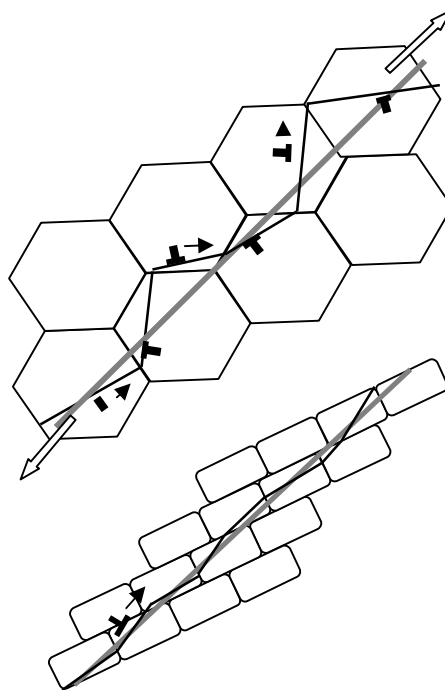


Рис. 1. Схема траекторий перемещения дислокаций в крупных зернах и в мелких субзернах

При этом сумма проекций траекторий на линию сдвига, лежащих выше этой линии была бы равной сумме проекций траекторий, лежащих ниже её. Для этого необходимо допустить, что дислокации способны преодолевать большеугловые границы и переходить из одного зерна в другое. Допустим, что это возможно и такой сдвиг в крупнозернистом материале происходит. Определим необхо-

димую для этого плотность дислокаций в сравнении с плотностью дислокаций, обеспечивающий равновеликий сдвиг в субзеренном материале. При этом учтем, что размеры субзерен значительно меньше размеров зерен.

В обоих случаях величина сдвига определится как число дислокаций, умноженное на сумму проекций вектора Бюргерса, ориентированного параллельно каждому отрезку ломаной линии, на направление прямой линии сдвига.

Плотности подвижных дислокаций в окрестности линий сдвига можно принять пропорциональными их количеству. Тогда отношение плотностей дислокаций определится как

$$\rho'_g / \rho'_f = \sum_{i=1}^{M^f} \cos \alpha_i^f / \sum_{i=1}^{M^g} \cos \alpha_i^g, \quad (9)$$

где α_i^f и α_i^g – соответственно угол наклона i -го отрезка зигзагообразной линии в фрагментированной и крупнозернистой структуре по отношению к направлению сдвига.

Заменим суммы косинусов углов произведением числа границ (верхних значений пределов сумм) на косинус среднего угла. Учитывая, что длина прямой L , по которой происходит сдвиг, намного больше размера зерен и тем более субзерен, число границ определим как $M^g = L/d_g$ и $M^f = L/d_f$, где d_g и d_f – средние значения размера зерен и малоугловых фрагментов. По порядку величины в крупнозернистом металле $d_g \sim 100$ мкм, а в измельченном субзеренном $d_f \sim 0,1$ мкм. Косинус малоугловой границы близок к единице, а большеугловой границы, например, $\cos 45^\circ \sim 0,5$.

Отсюда получим $\rho'_g / \rho'_f \sim 10^3$. Данный результат показывает, что в крупнозернистом материале для равновеликого сдвига требуется плотность дислокаций на три порядка большая, чем в субзеренном материале, что согласуется с экспериментом уже после относительно небольших деформаций ($\geq 0,2 - 0,3$) [3]. Вместе с тем во всех случаях для совершения равновеликих сдвигов, как известно, необходима практически одна и та же плотность полных дислокаций, равная $\rho = \gamma/\Delta Lb$, где ΔL – величина относительного смещения частей материала по линии сдвига. Налицо противоречие, поскольку не только расчет, но и опыт показывает о значительном (на три порядка) повышении плотности дислокаций в крупнозернистом материале, чем это необходимо для сдвига. Противоречие разрешается тем, что накопленная плотность дислокаций «расходуется» не на собственно сдвиг, а на его подготовку. Суть подготовки заключается в том, что взамен исходного множества непреодолимых для дислокаций большеугловых границ образуется новое еще большее множество малоугловых границ, которые дислока-

ции легко преодолевают. В первом приближении угловая разориентировка малоугловых фрагментов при этом определится как $\varphi_f = \varphi_g M^g/M^f \sim 0,01$ рад, что согласуется с минимальными по порядку величины оценками разориентировок фрагментов в металлических материалах.

В целом же фрагментация кристаллических материалов, является структурным условием обеспечения совместности деформации, согласующимся с законами сохранения в виде:

$$\operatorname{div} \hat{\alpha} = \nabla \cdot \hat{\alpha} = 0; \quad (10)$$

$$\iiint_V \nabla \cdot \vec{b} \, dV = \iint_A \vec{b} \, dA, \quad (11)$$

где $\hat{\alpha}$ – тензор плотности дислокаций; V и A – соответственно объем и площадь поверхности деформируемого металла.

Физический смысл выражения (10) означает, что внутри деформируемого объема – очага деформации – нет источников дислокаций, которые бы изменили плотность дислокаций одного знака или другими словами изменили бы кривизну – кручение кристаллической решетки. Уравнение (11) отражает закон Остроградского-Гаусса в отношении поля вектора Бюргерса дислокаций, демонстрирующего, что дивергенция этого поля в очаге деформации равна потоку дислокаций, выходящих на поверхность очага деформации. Справедливо и обратное утверждение: источником зарядовых дислокаций является поверхность очага деформации. Действительно поскольку решеточные дислокации рождаются петлями, то обход по их контуру дает нулевую кривизну-кручение кристаллической решетки. Накапливается кривизна-кручение, если на поверхность выходят не вся петля, а её сегменты, и/или когда поверхность становится активным источником сегментов (полупетель) дислокаций.

Из выше приведенных уравнений нетрудно получить связь между изменением внешней поверхности деформируемого поликристалла и его линейными дефектами. Формальный вывод этой связи приведен в работах [2, 4] и она устанавливает равенство между приращениями кривизны – кручения кристаллической решетки и площади очага деформации, отнесенной к его объему, что представляет собой не что иное, как геометрическую форму условия совместности деформации, связывающую её мезо- и макроуровни. В результате использованный подход позволяет определить средний размер измельченных при деформации зерен, как величину обратную накопленной кривизне-кручению кристаллической решетки и выявить условия деформации, обеспечивающие максимальное накопление в материалах тензорной плотности дислокаций.

3. Конструкционная прочность УМЗ и НС материалов, примеры их получения и применения

Из выше приведенного условия совместности важно, чтобы в УМЗ и НС материалах возникали сдвиговая и ротационная мода деформации. При температурах выше $0,4T_{пл}$ такие материалы демонстрируют сверхпластичные свойства, поскольку в них реализуется, так называемый механизм кооперированного зернограницного проскальзывания (КЗГП), обеспечивающий сдвиг в направлении наибольших касательных напряжений в сочетании с ротациями отдельных зерен. При температурах деформации ниже $0,4T_{пл}$ действие обычного механизма деформации – внутризеренного дислокационного сдвига – в УМЗ и НС материалах затруднено из-за высокого напряжения, необходимого для генерации решеточных дислокаций. Тем не менее, УМЗ материалы демонстрируют высокую прочность и пластичность, а наноматериалы, как правило, проявляют рекордно высокую прочность, но малую пластичность.

Вместе с тем установлено [1], что ряд типичных наноструктурных материалов при растяжении демонстрируют не только в 3–4 раза большую прочность по сравнению с обычным крупнозернистым состоянием, но характерное для последнего высокое значение относительного удлинения до разрушения $\delta \sim (40 \div 60)\%$.

Детальной ясности в причинах этого парадокса пока нет, подробно он обсуждался в работе [5]. Высокая прочность и пластичность может быть свойственна наноматериалам:

- с бимодальной структурой, состоящих из ответственных за пластичность относительно крупных зерен и ответственных за прочность мелких зерен. При этом регламентированная разнотернистость обеспечивает развитие сдвиговых и поворотных мод деформации, важных для обеспечения её совместности и релаксации перенапряжений;

- с «зернограницным дизайном» – определенным соотношением большеугловых и малоугловых границ, соответственно препятствующих и не препятствующих движению дислокации, а также специальных границ, например, двойниковых, и с дозированной сегрегацией примесей, замедляющих скорость динамического возврата;

- с определенным уровнем неравновесности большеугловых границ, регулируемой частичным снижением концентрации зернограницных дислокаций при термообработке;

- с оптимальным соотношением размеров и объемной доли фаз, в частности за счет присутствия дисперсных частиц, создающих упругие напряжения

в матрице и/или изменяющих направление перемещения дислокаций.

Для измельчения зерен необходимо, чтобы методы ИПД обеспечивали минимальные трудо-, материало- и энергозатраты при изготовлении УМЗ полуфабрикатов и деталей. Выполнить такие требования, возможно на основе новых подходов в производстве мелкозернистой металлопродукции, начиная от методов плавки, литья, обработки давлением и термообработки. В отношении последних металлургических переделов на первом этапе рационально применять метод первичной или динамической рекристаллизации, позволяющий при минимальных ресурсных затратах измельчать зерна до размеров (1–10) мкм. Затем, используя повышенные пластические свойства таких УМЗ материалов, целесообразно подвергать их ИПД с последовательным снижением температуры деформации в переходах, достигая тем самым формирования на каждом этапе все более мелких зерен, вплоть до наноразмерных зерен [6].

Не останавливаясь на большом многообразии конкретных примеров обработки различных материалов с использованием такого подхода, приведенных во многих работах, отметим технологические возможности методов РКУП и всестороннейковки, применяемых для получения объемных наноматериалов. Так, в настоящее время, варьируя температурой и степенью деформации в проходах, методом РКУП получают УМЗ прутки диаметром до 60 мм и длиной до 200 мм из различных металлов и сплавов, включая малопластичные и труднодеформируемые материалы [1, 6]. Минимально достигаемый размер зерен в таких прутках в зависимости от природы материала и диаметра прутка обычно составляет (200–400) нм. Развитием этого метода является РКУП в параллельных каналах, повышающее коэффициент использования металла и вдвое сокращающее число проходов, необходимое для измельчения зерен. Другая технологическая разновидность РКУП известна под названием комформ – процесс, посредством которого изготавливают длинномерные (2–3) м прутки диаметром обычно до 10 мм. Перспективным представляется также метод ротационно-сдвиговой деформации, в котором прутки с овальным поперечным сечением одновременно подвергается РКУП и кручению в очаге деформации, что позволяет уменьшить число проходов до одного, а нагрузку на инструмент до минимума [1]. Эффективность применения процесса пластического кручения для измельчения зерен в объемных заготовках – прутках – убедительно продемонстрирована таким методом ИПД, как винтовая экструзия [7].

Используя обычные методы деформации (прямое прессование, протяжку, волочение, прокатку)

УМЗ прутков, полученных методом РКУП, изготавливают тонкостенные изделия с максимальным измельчением зерен, что придает им дополнительное упрочненное состояние. В частности, так можно производить стальную и медностальную проволоку [8], со свойствами, превосходящими традиционную технологию волочения с применением патентирования.

Для получения массивных УМЗ материалов применяют всестороннюю изотермическую ковку. Таким методом ИПД получают [9] заготовки диаметром до 200 мм и длиной до 300 мм из титана и его сплавов с размерами зерен (300–400) нм (рис. 2).

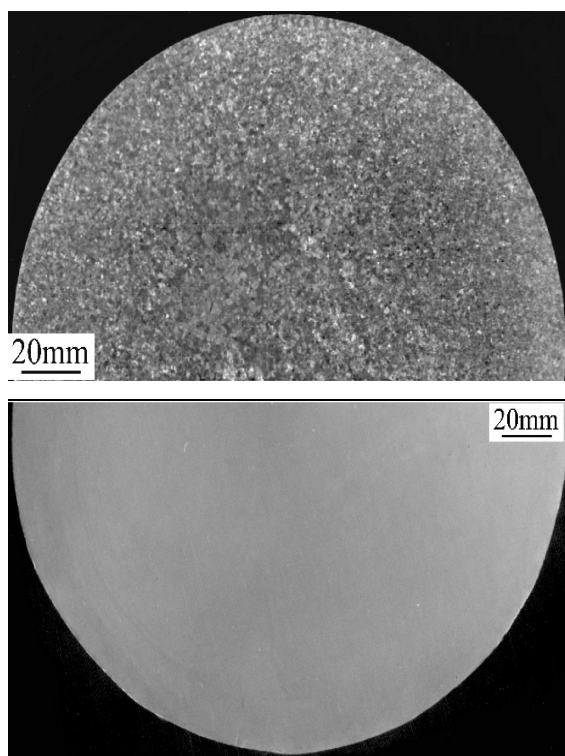


Рис. 2. Макроструктуры титанового сплава ВТ6 в исходной заготовке (вверху) и после всестороннейковки (внизу)

Хотя такая ковка – трудоемкий процесс, тем не менее, она оправдана при производстве уникальных деталей, а также крупногабаритных листов, которые изготавливают из крупногабаритных УМЗ поковок.

Привлекательность применения конструкционных наноматериалов объясняется двумя обстоятельствами.

Во-первых, возможностью изготавливать детали с более высоким уровнем прочности, что позволяет снизить их вес и повысить ресурс эксплуатации при других важных для этого характеристиках свойств.

Во-вторых, их высокими технологическими свойствами: сверхпластичностью, формруемостью и свариваемостью при низких температурах ($\sim 0,4T_{пл}$).

В этой связи особый интерес вызывает применение наноструктурированных материалов для изготовления сложных дорогостоящих машин, например, газотурбинных двигателей (ГТД).

Поскольку в ГТД и аналогичных устройствах используются особо ценные жаропрочные сплавы на основе железа, никеля и титана, то следует отметить влияние наноструктурирования на их свойства. Жаропрочность в этих материалах обеспечивается наличием большого количества (свыше 50%) наноразмерных интерметаллидных частиц с когерентными границами или тонкопластинчатой (~ 100 нм) фазы. В противоположность такому состоянию скоагулированные или сфероидизированные выделения упрочняющих фаз с некогерентными межфазными границами придают этим сплавам при температурах выше $0,5T_{пл}$, не жаропрочные, а сверхпластичные свойства. А при температуре ниже указанной – высокую прочность в сочетании с пластичностью. Поэтому на этапе формообразования таких деталей, как диски, лопатки, кольца из этих сплавов целесообразно сначала использовать технологию, построенную на эффекте сверхпластичности, а затем на завершающем этапе применяя термообработку обеспечить им наилучший комплекс механических свойств за счет оптимального распределения зерен и нановыделений по размерам [6].

Заключение

В работе рассмотрены теоретические и практические аспекты получения и применения УМЗ и НС материалов. Показано, что физические причины формирования мелких зерен в твердых телах, включая металлические материалы, обусловлены фундаментальными законами сохранения вещества, обеспечивающими совместность деформации на макро-, мезо- и микроуровнях. Существенное значение для поликристаллических материалов имеет совместность деформации, обеспечиваемая не только за счет тензора деформации, но и тензора поворота. Показано, что поворотная мода деформации в поликристаллах имеет дислокационно-дислокационную природу, которая обеспечивает не только формирование мелких зерен, но и придает материалам высокие механические свойства. Рассмотрены примеры получения и применения УМЗ и НС материалов, в частности, для изготовления деталей ответственного назначения из жаропрочных сплавов.

Литература

1. Валиев Р.З. Наноструктурные материалы, полученные интенсивной пластической деформацией / Р.З. Валиев, И.В. Александров. – М.: Логос, 2000. – 272 с.

2. Утяшев Ф.З. Современные методы интенсивной пластической деформации / Ф.З. Утяшев. – Уфа: РИК УГАТУ, 2008. – 313 с.
3. Рыбин В.В. Большие пластические деформации и разрушение металлов / В.В. Рыбин. – М.: Металлургия, 1986. – 224 с.
4. Влияние очага деформации на измельчение зерен в металлах / Ф.З. Утяшев, Г.И. Рааб // Физика металлов и металловедение. – 2007. – Т. 104, № 6. – С. 605-617.
5. Валиев Р.З. Создание наноструктурных металлов и сплавов с уникальными свойствами, используя интенсивные пластические деформации / Р.З. Валиев // Российские нанотехнологии. – 2006. – № 1-2. – С. 208-216.
6. Кайбышев О.А. Сверхпластичность, измельчение структуры и обработка труднодеформируемых сплавов / О.А. Кайбышев, Ф.З. Утяшев. – М.: Наука, 2002. – 438 с.
7. Винтовая экструзия – процесс накопления деформации / Я.Е. Бейгельзимер, В.Н. Варюхин, Д.В. Орлов и др. – Донецк: Фирма ТЕАН, 2003. – 87 с.
8. Гун Г.С. Исследование формирования субмикроструктурной структуры поверхностного слоя стальной проволоки с целью повышения уровня её механических свойств. / Г.С. Гун, М.В. Чукин, Д.Г. Галиева // Вестник МГТУ им. Г.И. Носова. – 2007. – № 3. – С. 84-86.
9. Формирование субмикроструктурной структуры в титане при пластической деформации и ее влияние на механические свойства / Г.А. Салищев, О.Р. Валиахметов, Р.М. Галеев, С.П. Мальшева // Изв. РАН. Металлы. – 1996. – № 4. – С. 86-91.

Поступила в редакцию 31.05.2010

Рецензенты: д-р ф.-м. наук С.В. Дмитриев и д-р техн. наук Р.Я. Лутфуллин, Институт проблем сверхпластичности металлов РАН, Уфа, Россия.

ТЕОРЕТИЧНІ ТА ПРИКЛАДНІ АСПЕКТИ ВИГОТОВЛЕННЯ І ЗАСТОСУВАННЯ ОБ'ЄМНИХ УЛЬТРАМІЛКОЗЕРНИСТИХ І НАНОСТРУКТУРНИХ МАТЕРІАЛІВ

Ф.З. Утяшев

Ультрамелкозернисті (УМЗ) і наноструктурні (НС) стани матеріалів забезпечують їм високі механічні властивості при нормальній температурі, а при підвищеній температурі – понадпластичні властивості. Це дозволяє при виготовленні з них деталей застосовувати як технологічні, так і конструкційні властивості. Існуючі методи отримання УМЗ і НС матеріалів, так або інакше, мають за основу пластичну деформацію. Актуальною задачею є розробка ефективних деформаційних методів, які забезпечують максимальне змельчення зерен. В роботі показано, що рішення такої задачі повинно враховувати умови сумісності деформації на макро-, мезо- і мікрорівнях. З цих же позицій розглянуто властивості вказаних матеріалів і можливості їх конструкційного застосування.

Ключові слова: вектор, тензор, сумісність деформації, дефект, структура, механічні властивості.

THEORETICAL AND PRACTICAL ASPECTS OF PRODUCTION AND APPLICATION OF BULK ULTRA-FINE-GRAINED AND NANOSTRUCTURAL MATERIALS

F.Z. Utayshev

Ultra-fine-grained (UFG) and nanostructural (NS) states of materials ensure them high mechanical properties at normal temperature, and at elevated temperatures – superplasticity properties. This allows, when making parts from them, apply both manufacturing and structural properties. Existing methods for production of UFG and NS materials, somehow or other, are based on plastic deformation. Actual task is development of effective deformation methods providing maximal refinement of grains. It is shown in the work that solution of such task should take into account conditions of deformation compatibility at macro, meso and micro levels. Properties of the listed materials and capabilities of their structural application are considered from the same point of view.

Key words: vector, tensor, deformation compatibility, defect, structure, mechanical properties.

Утяшев Фарид Зайнуллаевич – д-р техн. наук, проф., главный научный сотрудник Института проблем сверхпластичности металлов, учреждения Российской академии наук, Уфа, Российская Федерация, e-mail: ufz1947@mail.ru.

УДК 621.452.3

К.Б. БАЛУШОК, А.Ю. БАСОВ, В.А. ПАНАСЕНКО, С.В. ПУТИЛИН

ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина

ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ СО СЛОЖНЫМ ПРОФИЛЕМ (МОНОКОЛЁС И ШИРОКОХОРДНЫХ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ ЛОПАТОК) ФРЕЗЕРОВАНИЕМ НА СТАНКАХ С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

В данной статье приведены новейшие технологии обработки моноколёс и широкохордных вентиляторных лопаток, применяемые на ОАО «Мотор Сич» и позволяющие преодолеть или же существенно снизить влияние негативных факторов на процесс фрезерования поверхностей со сложным профилем: отжим инструмента, износ дорогостоящих фрез. Указаны режимы резания и специфические особенности черновых, получистовых и чистовых операций, при соблюдении которых достигается наиболее оптимальное качество обработанной поверхности и наименьший износ инструментов, в нашем случае – цилиндрических фрез, оснащенных круглыми твердосплавными пластинами и сферических угловых фрез.

Ключевые слова: лопатка, моноколесо, высокоскоростное фрезерование, режимы обработки, технология механической обработки.

Введение

Современные высокие темпы развития авиадвигателестроения делают его одной из наиболее наукоёмких и проблемных отраслей машиностроения. Проблемы выражены в поиске путей сокращения трудоёмкости обработки деталей из высокопрочных материалов при сохранении заданного качества поверхности (в том числе точности и шероховатости).

Предприятие «Мотор Сич» для решения поставленных задач применяет новейшие технологии обработки поверхностей, современный режущий инструмент и оборудование (в качестве примера можно привести пяти координатные станки фирмы «LIECHT» TURBOBLISK-1500 и трёх координатные центры фирмы «Hugon» K2X20 с системой ЧПУ Sinumeric-840D).

Механическое формообразование поверхностей со сложным профилем (например, моноколёс или широкохордных вентиляторных лопаток) чаще всего осуществляется фрезерованием – одним из наиболее широко-применяемых в промышленности процессом, отличающимся высоким качеством обрабатываемой поверхности и высокой производительностью операции.

Основные проблемы, с которыми сталкиваются специалисты, применяя на практике данный метод обработки поверхностей детали и которые влияют на трудоёмкость и качество результата процесса: объём тела заготовки намного превышает

объём готовой детали, отжим инструмента под действием сил резания, быстрый износ инструментов.

Цель работы. Определение наиболее оптимальной технологии механической обработки поверхностей со сложным профилем на примере моноколёс и широкохордных вентиляторных лопаток.

Экспериментальная часть

При черновом фрезеровании лопаток для снятия наибольшего количества материала за единицу времени, что, соответственно, снижает объём работ на чистовых операциях, используются дисковые фрезы, оснащенные твердосплавными пластинами. При этом одной из особенностей обработки сплавов титана является необходимость постоянного контакта твердосплавных пластин с металлом и постоянная погруженность режущей кромки в сплошной металл ниже уровня штамповочной корки. Соблюдение всех вышеперечисленных условий работы инструмента зарекомендовали себя как наиболее целесообразные при обработке широкохордных лопаток и моноколёс, но при обработке последних нужно учитывать особенности конструкции детали, которые не позволяют применить широкие дисковые фрезы, поэтому при черновой обработке моноколёс применяется цилиндрический инструмент. К тому же на черновых переходах используется жёсткий инструмент с минимальным вылетом фрезы, что по-

звolyет минимизировать отжим. И моноколеса и лопатки обрабатываются двумя черновыми операциями – из-за сложной конструкции деталей и наличия так называемых «теневых зон» инструмент не может провести черновую обработку всей детали за одну операцию, поэтому следующая за ней черновая операция проводится по предыдущей схеме после переворачивания заготовки в том же приспособлении.

Режимы обработки широкохордной вентиляторной лопатки при черновом фрезеровании катушечной фрезой фирмы СКИФ МТ200-100В32-Р07РР16 диаметром 100 мм, оснащенной круглыми твердосплавными пластинами из твёрдого сплава HCS35:

$V_{рез} = 50$ м/мин;

$F_z = 0,12 - 0,14$ мм/зуб;

$n = 160$ об/мин;

глубина фрезерования – 3 мм;

ширина фрезерования – 40 мм.

Фреза проработала более 120 мин, не достигнув критического износа. Критерием износа пластин служил максимально допустимый износ по задней поверхности пластины – 0,3 мм.

Режимы обработки межлопаточного пространства широкохордного моноколеса при черновом фрезеровании:

скорость резания $V_{рез} = 9 - 17$ м/мин;

подача на зуб $S_z = 0,013 - 0,016$ мм.

После черновой обработки заготовка принимает форму, близкую к форме готовой детали, что существенно облегчает получистовые и чистовые операции.

Заготовка отправляется на термостабилизацию, по окончании которой осуществляется получистовая и чистовая обработка. Обычно она производится в тех же приспособлениях, что и черновая, с применением высокопроизводительного твердосплавного инструмента с мелкозернистыми марками твердых сплавов, отличающихся высокой износостойкостью (Н10F, НВ30F, SGS и т.д.) в отличие от твердосплавных фрез (к примеру, из ВК8).

Получистовое фрезерование моноколес из-за их тонкостенной формы и малой поперечной жесткости проводится по разработанной схеме обработки, позволяющей существенно снизить упругие деформации тонких участков детали (лопаток): осуществляется «поэтажно» до определенных тех-

нологических границ, устанавливаемых с учетом максимальной высоты обработки.

Используются сферические угловые фрезы с углом конуса – 5 градусов, радиусом при основании – 5 мм.

Режимы резания:

$V_{рез} = 70$ м/мин;

$F_z = 0,06$ мм.

Формообразование лопаток моноколес на чистовых переходах проводится спиральным высокоскоростным фрезерованием, во время которого профиль лопатки создается массивом проходов фрезы с постоянной высотой смещения инструмента. Перемещение фрезы при финишной обработке этих деталей задается так, чтобы инструмент при этом не зарезал тела смежных лопаток.

Режимы резания:

$V_{рез} = 70 - 140$ м/мин;

$S_z = 0,01 - 0,09$ мм.

Заключение

Проведённые исследования работы режущего инструмента и качества обработанных деталей показали, что данная технология обработки поверхностей, имеющих сложный профиль, с применением высокоскоростного фрезерования является перспективной и требует дальнейшего развития и совершенствования.

Применение вышеописанной технологии существенно снижает трудоёмкость предварительных операций и повышает качество обрабатываемых деталей.

Литература

1. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД. Лопатки компрессора и вентилятора, часть 1: монография / В.А. Богуслаев, Ф.М. Муравченко, П.Д. Жеманюк и др. – Запорожье: Изд-во ОАО «Мотор Сич», 2003. – 396 с.
2. Кривоухов В.А. Обработка резанием титановых сплавов / В.А. Кривоухов, А.Д. Чубаров. – М.: Машиностроение, 1970. – 184 с.
3. Богуслаев А.В. Высокоскоростное финишное фрезерование лопаток моноколёс / А.В. Богуслаев, А.Я. Качан, В.П. Карась // Вестник двигателестроения. – 2002. – N 1. – С. 110-111.

Поступила в редакцию 28.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Я. Качан, Запорожский национальный технический университет, Запорожье.

**ТЕХНОЛОГІЯ ОБРОБКИ ПОВЕРХОНЬ ЗІ СКЛАДНИМ ПРОФІЛЕМ
(МОНОКОЛЕС ТА ШИРОКОХОРДНИХ ВЕНТИЛЯТОРНИХ ЛОПАТОК)
ФРЕЗЕРУВАННЯМ НА ВЕРСТАТАХ З ЧИСЛОВИМ
ПРОГРАМНИМ УПРАВЛІННЯМ**

К.Б. Балушок, О.Ю. Басов, В.О. Панасенко, С.В. Путилін

У даній статті наведені новітні технології обробки моноколес і широкохордних вентиляторних лопаток, застосовувані на ВАТ «Мотор Січ», які дозволяють подолати або ж істотно знизити вплив негативних факторів на процес фрезерування поверхонь зі складним профілем: віджим інструмента, зношування дорогих фрез. Зазначено режими різання й специфічні особливості чорнових, напівчистових і чистових операцій, при дотриманні яких досягається найбільш оптимальна якість обробленої поверхні й найменше зношування інструментів, у нашому випадку - циліндричних фрез, оснащених круглими твердосплавними пластинами й сферичними кутовими фрезами.

Ключові слова: лопатка, моноколесо, високошвидкісне фрезерування, режими обробки, технологія механічної обробки.

**THE TECHNOLOGIES OF PROCESSING SURFACES
WITH THE INDICATE PROFILE
(MONOWHEELS AND WIDECORD VENTILATOR BLADES)
BY MILLING ON THE NUMERICAL CONTROL MACHINE**

K.B. Balyshok, A.Y. Basov, V.A. Panasenko, S.V. Putilin

The newest technologies of processing monowheels and widechord ventilator blades, which are used in OAS “Motor Sich” and which are allowed to overpass or considerably reduce the influence of negative factors on the process of milling surfaces with the intricate profile: repulsion of the instrument, deterioration of expensive mills are shown in this article. There are displayed cutting conditions and specific features rough and finish operations which help to improve quality of milling surface and reduce deterioration of mills in our case – cylindrical mills, which are equipped with round carbide and spherical angle-milling cutter.

Key words: blade, monowheel, high-speed milling, operating mode, technology of tooling.

Балушок Константин Брониславович – зам. главного технолога УГТ ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина, e-mail: ugt@motorsich.com.

Басов Алексей Юрьевич – начальник отдела ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина, e-mail: ugt@motorsich.com.

Панасенко Валерий Александрович – начальник бюро УГТ ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина, e-mail: ugt@motorsich.com.

Путилин Сергей Витальевич – инженер-программист УГТ ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина, e-mail: ugt@motorsich.com.

УДК 621.7.044

А.Ю. КОМАРОВ, В.В. ТРЕТЬЯК

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

РЕЗУЛЬТАТЫ КЛАССИФИКАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ ДАННЫХ ДЛЯ ВЫБОРА СПЕЦИАЛЬНЫХ ПРИЕМОВ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ ИМПУЛЬСНОЙ ШТАМПОВКОЙ

Представлено объектное описание структуры детали. Математическая модель детали представлена в виде конструктивно-технологических признаков. Предложено использовать классификационную обработку данных для принятия технологических решений по выбору специального приема при изготовлении детали из плоской заготовки. Выделены конструкторско-технологические признаки, определяющие наличие специальных приемов. Приведены результаты классификационной обработки данных с помощью бинарного графа. Представлена расчетная программа, основанная на бинарном графе выбора специального приема.

Ключевые слова: импульсные технологические процессы, вытяжка листовых деталей, бинарный граф для выбора специального приема, классификационная обработка данных.

Введение

Сложность явлений, которые присущи процессу импульсной штамповки, не позволяет проектировать технологические процессы для новых типов деталей и требует использования новых подходов и методов проектирования, базирующихся на использовании систем поддержки принятия решений и математическом моделировании поведения заготовки под действием импульсной нагрузки.

В качестве инструмента, позволяющего выполнить такую работу, может быть предложена программа, использующая классификационную обработку данных [1].

Конструкторско-технологические признаки детали, такие, как материал, форма в плане, форма сечения, наличие рельефа, габаритные размеры и другие, в значительной мере определяют технологию ее изготовления.

В частности, ряд деталей невозможно получить без применения специальных приемов (набор материала, использование подкладок, комбинированных зарядов).

Особенности описания математической модели листовой детали

При описании геометрической структуры детали были выделены признаки, определяющие необходимость применения и вид специального приема.

Эти конструктивно-технологические признаки (КТП) выделены в табл. 1 и представлены на рис. 1.

Таблица 1

КТП, влияющие на выбор специального приема

№	Наименование признака	Обозначение	Значение
1.	Относительная высота	$\bar{h}$	$\bar{h} = B/H$
2.	Форма в плане	For	Круглая, эллиптическая
3.	Количество элементов формы	K	1 или больше
4.	Вид элемента	N	Стенка, дно, фланец
5.	Относительный прогиб угловой зоны	f	$f = H_1/B_1$

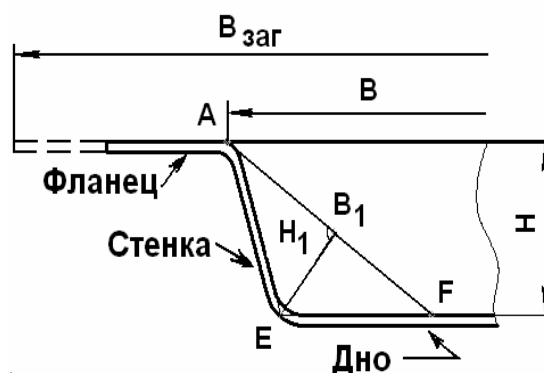


Рис. 1. Выделенные конструкторско-технологические признаки

В табл. 2 приведен фрагмент таблицы с значениями КТП для 75 деталей, получаемых из листовой заготовки, и анализируемых в данной работе.

Таблица 2
Фрагмент массива КТП для 75 деталей

№	Кол-во эле-ментов	Тип эле-мента						№ де-та-ли в базе
1	2	5	0,0461	0	1	1	0,0333	31
2	2	5	0,0350	0	1	1	0,0200	32
3	2	5	0,0154	0	1	1	0,0204	33
4	2	5	0,0467	0	1	1	0,0175	34
5	2	5	0,0240	0	1	1	0,0179	35
6	2	5	0,0432	0	1	1	0,2000	36
7	1	3	0,0462	0	1	1	0,1273	37
8	2	5	0,0462	0	1	1	0,1304	38
9	2	5	0,4887	0	1	1	0,3025	39
10	1	3	0,4969	0	1	1	0,3000	40

Максимальные деформации, а следовательно, и вероятность получения брака, на этапе вытяжки свободнопровисающих участков заготовки зависят от отношения $\bar{h} = B/N$, на этапе растекания пятна контакта по дну матрицы – от $\bar{h} = B/N$ и угла наклона стенки α , на этапе вытяжки угловой зоны – от относительного радиуса закругления донной части и α .

Минимальные деформации по окончании деформирования располагаются в центре заготовки, а наиболее опасные – максимальные в угловых зонах.

Описание программного модуля для выбора специального приема

Основываясь на анализе литературных источников и опыта, накопленного производством, предложен алгоритм синтеза элементов технологического процесса импульсной штамповки листовых деталей [3].

Он представлен в виде бинарного графа решений, позволяющего в автоматическом режиме отнести деталь к классу, четко определяющему вид специального приема.

Узлами дерева являются конструкторско-технологические признаки детали, листьями – классы.

Такое представление позволяет работать с признаками, относящимися к разным типам шкал измерения, имеет простую структуру, а также легко адаптируется к САПР-системам, легко реализуется в виде программы.

Созданный граф имеет 37 вершин и распреде-

ляет детали по 10 классам (штамповка без применения специальных приемов, штамповка в два перехода, набор материала, с перемещением фланца заготовки, использование переходного штампа, нет рекомендаций и другие).

Представленный граф реализован в виде программы. Созданная программа позволяет также просмотреть общую статистику (количество классов; количество деталей, отнесенных к классу), а также статистику по вершинам (параметры деталей определенного класса). Элементы рабочего окна программы представлены на рис. 2, 3.

N/N	Вершина	Сумма	%%	Число++	Класс++	Число--	Класс--
1	3	2	2	2	9		
2	4	41	54	41	6		
3	14	6	8	5	1	1	9
4	17	12	16	12	4		
5	18	4	5	4	7		
6	34	9	12	9	8		
7	37	1	1	1	1		

Рис. 2. Статистика распределения деталей по вершинам бинарного графа

N/N	Min	среднее	Max
1_К_эле-м_	2	2	2
2_Наим_эл_	7	7	7
3_Н/Д_о_	0,0179	0,05155	0,0682
4_Ф/D_	0	0	0
5_Форма_	1	1	1
6_Н/В_	1	1	1
7_Н/В1_	0,04	0,04685	0,0533

Рис. 3. Диапазон признаков ТЭД для деталей одного класса

Таким образом, исходная база из 280 деталей была разделена на классы.

Полученные данные показали, что большая часть деталей (около 54%) может быть получена штамповкой с набором материала или вырезом дна, около 10% - в один переход без применения специальных приемов, часть необходимо штамповать с перемещением фланца.

Детали, отнесенные к одному классу, обладают сходной конфигурацией и конструкторско-технологическими признаками, что в первом приближении говорит о правильности работы алгоритма.

Также на основе анализа признаков деталей одного класса может быть создана комплексная деталь, характеризующая все детали класса и определяющая технологию получения.

В дальнейшем это позволяет перейти к созданию группового технологического процесса штамповки.

Предложенный алгоритм и его реализация в виде программы может использоваться технологами при создании новых технологических процессов импульсной штамповки, а также для анализа существующих и выявления оптимального варианта технологии.

Литература

1. Третьяк В.В. Информационная система компьютерной поддержки принятия технологических решений в листовой штамповке взрывом /

В.В. Третьяк, Л.А. Филипковская // Вестник двигателестроения: научно-технический журнал. – Запорожье: ОАО «Мотор-Сич», 2008. – № 1. – С. 63-67.

2. Комаров А.Ю. Модель технологического процесса штамповки взрывом с использованием баз знаний / А.Ю. Комаров, С.А. Стадник // Вести Академии инженерных наук Украины. – 2009. – № 1 (38). – С. 71-75.

3. Третьяк В.В. Вопросы синтеза и оптимизации технологических процессов импульсной обработки / В.В. Третьяк, А.Ю. Комаров, С.А. Стадник // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 4 (61). – С. 9-13.

Поступила в редакцию 24.05.2010

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

РЕЗУЛЬТАТИ КЛАСИФІКАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ ДАНИХ ДЛЯ ВИБОРУ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЙОМУ ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ ДЕТАЛЕЙ ІМПУЛЬСНИМ ШТАМПУВАННЯМ

О.Ю. Комаров, В.В. Третьяк

Представлений об'єктний опис структури деталі. Математична модель деталі представлена у вигляді конструктивно-технологічних ознак. Запропоновано використовувати класифікаційну обробку даних для прийняття технологічних рішень по вибору спеціального прийому при виготовленні деталі з плоскої заготовки. Визначені конструктивно-технологічні ознаки, що визначають присутність спеціальних прийомів. Приведені результати класифікаційної обробки даних за допомогою бінарного графа. Представлена розрахункова програма, що базується на бінарному графі вибору спеціального прийому.

Ключові слова: імпульсні технологічні процеси, витягування листових деталей, бінарний граф для вибору спеціального прийому, класифікаційна обробка даних.

RESULTS OF CLASSIFICATION DATA PROCESSING FOR CHOICE OF THE SPECIAL RECEPTIONS AT MAKING OF DETAILS BY IMPULSIVE STAMPING

A. Y. Komarov, V. V. Tretyak

The objective description is presented of structure of detail. A mathematical model of detail is presented as structural-technological signs. It is offered to use the classification data processing for acceptance of technological decisions on the choice of the special reception at making of detail from the flat purveyance. Designer-technological signs are selected, determining a presence of the special receptions. Results are resulted of the classification data processing by the binary count. The computation program is presented, based on the binary count of choice of the special reception.

Key words: impulsive technological processes, extraction of sheet details, binary count for the choice of the special reception, classification data processing

Комаров Алексей Юрьевич – мл. научный сотрудник кафедры технологии производства двигателей летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: al-kom@mail.ru.

Третьяк Владимир Васильевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры производства двигателей летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: mint_khai@rambler.ru.

УДК 621.7.044

О.В. МАНАНКОВ¹, Я.С. ЖОВНОВАТЮК¹, А.Ю. МАСЛОВ²¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина²ДНВП «Объединение Коммунар», Харьков, Украина

ВЛИЯНИЕ БАЗИРОВАНИЯ ЗАГОТОВКИ НА ПРОЦЕСС ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ СПОСОБОМ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ШТАМПОВКИ

Рассмотрены основные проблемы, возникающие при штамповке глубоких листовых деталей с локальными элементами большой кривизны, и представлены пути обеспечения изготовления качественных деталей. Выполнен анализ способов базирования заготовок при электрогидравлической штамповке. Проведен теоретический расчет влияния точности исходной заготовки и геометрических параметров призматических базирующих элементов на точность готовой детали. Осуществлено экспериментальное исследование влияния точности базирования заготовки на качество изготовления детали. Даны практические рекомендации по проектированию технологической оснастки и заготовок при глубокой штамповке-вытяжке способом электрогидравлической штамповки.

Ключевые слова: вытяжка, базирование, погрешность, призмы, размер фланца.

Введение

Изготовление глубоких деталей с локальными элементами большой кривизны способом электрогидравлической штамповки (ЭГШ) представляет собой непростую технологическую задачу, связанную, прежде всего, с необходимостью обеспечения достаточного запаса пластичности материала перед этапом формообразования мелких локальных элементов геометрии детали. Поэтому большое значение приобретает первый этап формообразования – глубокая штамповка-вытяжка. При этом нужно, за счет правильного проектирования заготовки, применения различных технологических приемов и правильного расположения заготовки относительно проема матрицы, исключить возможные дефекты штамповки, приводящие к появлению брака, как-то потеря устойчивости заготовки, ее разрыв и т.д.

В работе [1] приведены способы получения качественных деталей при глубокой штамповке-вытяжке, а также способы, предотвращающие потерю устойчивости заготовки.

Как было сказано ранее, большую роль при вытяжке деталей способом ЭГШ играет правильное базирование заготовок, что особенно важно в случае изготовления деталей со сложным профилем в плане. Существует несколько способов базирования заготовок при традиционных методах штамповки [2 – 4]: линейные направляющие для полосовых заготовок, уступы, специальные расточки в матрице, направляющие штифты и т.д. При ЭГШ также применяются эти способы [5], однако в данном случае не рекомендуется применение трафаретов из тонко-

листового материала, особенно при штамповке деталей некруглой формы, поскольку под воздействием импульсного давления жидкости, проникающей в зазор между прижимом и заготовкой при разряде, трафареты деформируются и быстро выходят из строя.

Большинство деталей, изготавливаемых способом ЭГШ, представляют собой либо тела вращения, либо имеют осевую симметрию, следовательно, и заготовки для данного типа деталей имеют соответствующую конфигурацию. Поэтому оптимальным способом базирования заготовок в этом случае является использование призматических установочных элементов.

1. Оценка влияния точности расположения исходной заготовки на точность конечной детали

При установке заготовки по призматическим установочным элементам возможны погрешности в виде смещения по оси x , по оси y и угловая погрешность φ . Линейные погрешности определяют для крайних положений по осям для минимально допустимых размеров заготовки (рис. 1, а). Угловую погрешность определяют как разность двух предельных угловых положений заготовки минимально допустимых размеров (рис. 1, б).

Величина погрешностей базирования зависит от допуска на размеры вырезаемой заготовки TD и углового размера призм α . В технологии машиностроения используются призмы со стандартным угловым размером α : 60° , 90° и 120° .

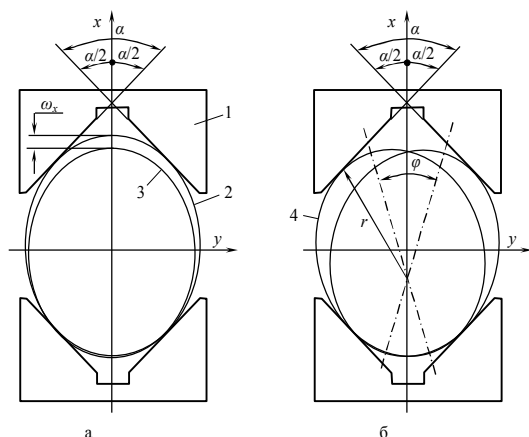


Рис. 1. Схемы для расчета линейных (а) и угловых (б) погрешностей базирования:
1 – призма; 2 – максимальный размер заготовки;
3 – минимальный размер заготовки;
4 – заготовка минимальных размеров в крайнем угловом положении

Для получения максимальной точности установки заготовки необходимо определить оптимальный угол призмы, обеспечивающий минимальные погрешности.

Линейную погрешность по оси x рассчитаем по формуле [6]:

$$\omega_x = \frac{T_D}{2} \left[\frac{1}{\sin(\alpha/2)} + 1 \right].$$

Линейную погрешность по оси y рассчитаем по аналогичной формуле:

$$\omega_y = \frac{T_D}{2} \left[\frac{1}{\cos(\alpha/2)} + 1 \right].$$

Угловая погрешность ϕ определяется величиной максимального зазора между заготовкой минимальных размеров и расстоянием r до точек контакта с призмами. Примерно ее можно рассчитать по формуле

$$\phi = \arctg \left(\frac{\omega_y}{r} \right).$$

Результаты вычислений сведены в табл. 1 для двух характерных величин допуска на вырезание заготовки.

Допуск на размеры заготовки T_D определили из условий ее изготовления. Вырезку заготовки при отладке процесса штамповки выполняют ручными ножницами по разметке. Отклонение от линии разметки в первом случае составило ± 1 мм, допуск на размеры заготовки соответственно $T_D = 4$ мм. Во втором случае допуск на вырезку ужесточили: отклонение от линии разметки $\pm 0,5$ мм, допуск $T_D = 2$ мм.

Результаты расчетов показали, что в среднем

наименьшую погрешность базирования обеспечат призмы с углом 90° .

Таблица 1
Погрешности базирования заготовки криволинейного контура для различных углов призм и допусков на размеры заготовки

Допуск на размеры заготовки T_D , мм	Угол призмы α , град.	Погрешность по оси x ω_x , мм	Погрешность по оси y ω_y , мм	Угловая погрешность ϕ , град.
4,0	60	6,00	4,31	1,70
4,0	90	4,83	4,83	1,91
4,0	120	4,31	6,00	2,37
2,0	60	3,00	2,15	0,85
2,0	90	2,41	2,41	0,95
2,0	120	2,16	3,00	1,18

Устройство с двумя призмами с угловым размером, равным 90° , было изготовлено в соответствии с конструктивной схемой (рис. 2).

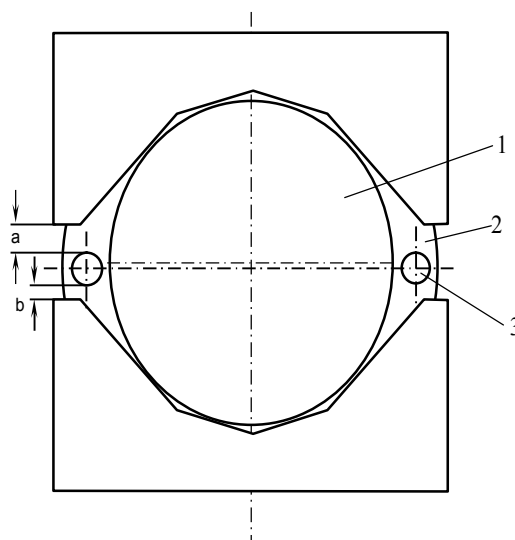


Рис. 2. Схема базирования заготовки
1 – заготовка, 2 – матрица, 3 – центральный штифт

2. Результаты экспериментов, анализ и сравнение с расчетными данными

Исследования электрогидравлической штамповки листовой детали сложного профиля выполняли на экспериментальной установке УЭГШ-2, при этом использовали ее энергетический агрегат и технологический блок № 2.

Разряды осуществляли с помощью энергетического блока установки УЭГШ-2 при емкости разрядного контура 33,2 мкФ. Энергию разряда регу-

лировали напряжением заряда конденсаторной батареи.

Эксперименты проводились при различных зарядных напряжениях от 10 кВ до 25 кВ. При этом, кроме зарядного напряжения, заготовка вырезалась с различным допуском.

Параметры положения призмы представлены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры базирования призм
вдоль большой оси в плане профиля матрицы

Величина	Размер, мм				
a	20,5	21	19	21,5	20,5
b	23	19	21	20,5	21,5

Деталь, «отражатель светильника», представляет собой чашу овальной формы сравнительно большой относительной глубины 0,54 из алюминия АД1М толщиной 1,0 мм. Деталь имеет локальные элементы: в задней части – коробчатый элемент, а на купольной части – продольные рифты с малыми радиусами: внешние – 2 мм; внутренние – 1 мм.

На образце выполнили измерения ширины фланцев и глубины вытяжки с четырех сторон. Глубину вытяжки определяли по отпечаткам на поверхности образца, которые появляются при движении листового материала по поверхности матрицы. Глубина вытяжки – это расстояние от фланца до первого отпечатка, оставленного перетяжным радиусом матрицы.

В соответствии с требованиями чертежа детали для штампованных полуфабрикатов минимальная ширина фланцев спереди, слева и справа составляет 25 мм, сзади – 30 мм.

На первом этапе устанавливали призматические элементы по максимальным размерам заготовки при допуске $TD = 4$ мм.

После этого заготовку вырезали с минимальными размерами в соответствии с допуском $TD = 2$ мм. При установке заготовку сместили в крайнее положение по оси x с упором в одну из призм для оценки влияния смещения в пределах допуска.

Результаты опытов показали, что уменьшение фланца исходной заготовки спереди на 4,83 мм за счет смещения заготовки относительно полости матрицы и увеличение задней части фланца на небольшую величину привело к существенной неравномерности вытяжки фланцев.

Таким образом, величина допуска $TD = 4$ мм и соответствующего смещения заготовки являются недопустимыми из условия обеспечения заданной геометрии детали. При ЭГШ нет жесткой фиксации заготовки в процессе вытяжки, так как на заготовку передается усилие не жестким пуансоном (который имеет жесткие направляющие), а жидким – водой.

Поэтому даже небольшое различие в ширине противоположных фланцев вызывает большую подачу меньшего фланца и, как результат, его недостаточную величину для окончательной детали.

Кроме того, увеличенные задний и правый фланцы вызвали избыточное утонение и, как следствие, разрыв заготовки и образование шейки по рифтам (рис. 3).

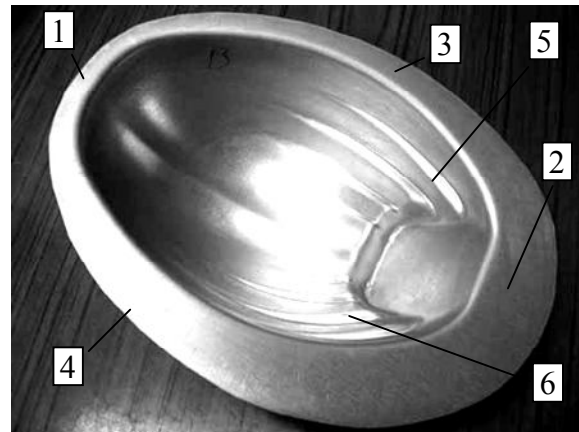


Рис. 3. Образец № 13 со смещением
исходной заготовки к задней призме:

1 – передний фланец; 2 – задний фланец; 3 – левый фланец; 4 – правый фланец; 5 – шейкообразование; 6 – разрыв заготовки вдоль рифта

Поэтому для последующих опытов точность изготовления исходной заготовки повысили до $TD = 2$ мм за счет повышения точности вырезки.

Проведенные эксперименты подтвердили правильность назначенного допуска

Всего было проведено 124 эксперимента при различных параметрах базирования призм. Как показал анализ полученных результатов, базирование призмы при $a = 20,5$ мм и $b = 21,5$ мм дает наименьший брак.

Заключение

Таким образом, по результатам исследования разработаны рекомендации по проектированию технологической оснастки для ЭГШ глубоких листовых деталей с локальными элементами большой кривизны.

Для выбранного устройства с двумя призмами выполнена теоретическая оценка точности установки листовых заготовок для двух вариантов точности изготовления исходной заготовки (с допуском 4 и 2 мм).

Результаты экспериментов, выполненных с разработанным призматическим устройством, позволили определить приемлемый уровень точности вырезания исходных заготовок для обеспечения заданного качества конечных изделий. Рекомендовано

применение призматических базирующих устройств с элементами переналадки.

Литература

1. Методы устранения потери устойчивости заготовки при штамповке-вытяжке деталей из плоских заготовок при импульсном нагружении / О.В. Мананков // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 6 (22). – С. 10-15.
2. Малов А.Н. *Технология холодной штамповки: монография* / А.Н. Малов. – М.: Машиностроение, 1969. – 568 с.

3. Романовский В.П. *Справочник по холодной штамповке* / В.П. Романовский. – Л.: Машиностроение, 1971. – 782 с.

4. Колкер Я.Д. *Базирование и базы в машиностроении: учебн. пособие* / Я.Д. Колкер, О.Н. Руднев. – К.: Выща шк., 1991. – 100 с.

5. Мазуровский Б.Я. *Электрогидравлический эффект в листовой штамповке* / Б.Я. Мазуровский, А.Н. Сизёв. – К.: Наук. думка, 1983. – 192 с.

6. Шманев В.А. *Приспособления для производства двигателей летательных аппаратов* / В.А. Шманев, А.П. Шулепов, Л.А. Анищенко. – М.: Машиностроение, 1990. – 256 с.

Поступила в редакцию 29.05.2009

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

ВПЛИВ БАЗУВАННЯ ЗАГОТІВКИ НА ПРОЦЕС ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ СПОСОБОМ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ШТАМПУВАННЯ

О.В. Мананков, Я.С. Жовноватюк, О.Ю. Маслов

Розглянуті основні проблеми, що виникають при штампуванні глибоких листових деталей із локальними елементами великої кривизни та представлені шляхи забезпечення виготовлення якісних деталей. Виконано аналіз способів базування заготовок при електрогидравлічному штампуванні. Проведено теоретичний розрахунок впливу точності вихідної заготовки та геометричних параметрів призматичних базуючих елементів на точність готової деталі. Здійснено експериментальне дослідження впливу точності базування заготовки на якість виготовлення деталей. Дані практичні рекомендації із проектування технологічного оснащення та заготовок при глибокому штампуванні-витягуванні способом електрогидравлічного штампування.

Ключові слова: витягування, базування, похибка, призма, розмір фланцю.

BLANK LOCATION INFLUENCE ON PARTS MANUFACTURING PROCESS BY ELECTROHYDRAULIC FORMING

O.V. Manankov, Ya.S. Zhovnovatyuk, A.Yu. Maslov

General problems that appear at forming of deep sheet parts with high curvature local elements were considered. Ways that supports manufacturing of qualitative parts were introduced. Analysis of blank location of initiative blank accuracy and geometrical parameters of prismatic positioning elements on part accuracy are carried out. Experimental research of influence of blank positioning accuracy on part manufacturing quality was realized. Practical recommendations on technological equipment and blank design at deep drawing at electrohydraulic forming are given.

Key words: drawing, positioning, error, prisms, flange size.

Мананков Олег Владимирович – научный сотрудник кафедры технологии производства авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков, Украина, e-mail: olegmanankov@ukr.net.

Жовноватюк Ярослав Сергеевич – научный сотрудник кафедры технологии производства авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков, Украина, e-mail: yaroslavzhovnovatyuk@yandex.ru.

Маслов Алексей Юрьевич – главный диспетчер ДНВП «Объединение Коммунар», Харьков, Украина, e-mail: otd31@tvset.com.ua.

УДК 621.165+621.438

С.В. ЕРШОВ, В.А. ЯКОВЛЕВ

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Украина

МНОГОРЕЖИМНАЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ФОРМЫ ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТОВ ТУРБИН

Описан подход к многорежимной аэродинамической оптимизации лопаточных аппаратов многоступенчатых турбин. Технология исследований базируется на использовании трехмерных моделей расчета вязкого течения в проточных частях турбомашин и метода оптимизации, построенного на основе гибридизации генетического алгоритма и методов прямого поиска. В качестве функции цели выбирается взвешенный КПД для всех режимов работы турбины. Приведен пример многорежимной оптимизации последней ступени ЦНД паровой турбины мощностью 200 МВт. Для полученной в результате оптимизации конструкции с саблевидными направляющими лопатками на всех рассматриваемых режимах отсутствует отрыв потока в корневых сечениях лопаток рабочего колеса.

Ключевые слова: лопаточный аппарат, турбина, пространственное профилирование, трехмерное вязкое течение, многорежимная оптимизация

Введение

В последние 10-15 лет задачи оптимального проектирования проточных частей турбомашин с использованием средств CFD привлекают повышенное внимание исследователей и проектировщиков [1 – 3]. С помощью такого подхода удается выполнять полное профилирование лопаточных аппаратов и создавать принципиально новые проточные части. Однако, несмотря на эффективность получаемых решений, реализация этого подхода сопряжена с рядом трудностей. Полное перепроектирование проточной части требует мультидисциплинарного подхода и приводит к чрезмерным финансовым затратам. Так как варьируется большое количество геометрических параметров, то и вычислительные затраты будут огромными, и исследования придется проводить на многопроцессорных суперкомпьютерах. Кроме того, для выбора физически правдоподобного оптимального решения часто возникает необходимость в дополнительных ограничениях, которые не всегда могут быть строго обоснованы и часто вводятся для того, чтобы устранить вычислительные погрешности, присущие методам CFD.

В тоже время часто стоит задача не разработки принципиально новой проточной части турбомшины, а модернизации уже существующей. В этом случае всегда имеется прототип конструкции, который может быть достаточно эффективным. При этом подразумеваются такие изменения лопаточных аппаратов, которые не будут приводить к изменению основных размеров проточной части. Затраты на проведение такой модернизации могут быть зна-

чительно ниже, чем потребовало бы полное перепроектирование конструкции. При таком подходе основным резервом повышения экономичности ступеней турбомашин является использование пространственного профилирования лопаток, а именно окружной и осевой саблевидности направляющих лопаток, переменной по высоте лопатки крутки направляющих и рабочих лопаток. В работе [4] данный подход был реализован. В настоящей статье рассматривается его дальнейшее развитие.

1. Постановка задачи и методы расчета

Для решения задачи аэродинамического совершенствования лопаточных аппаратов проточных частей турбомашин используются следующие методологические принципы:

- использование 3D моделей расчета течения вязкого газа для оценки степени аэродинамического совершенства проточной части;
- применение эффективных методов оптимизации, в том числе гибридных подходов;
- использование прототипов конструкций, на базе которых осуществляется поиск усовершенствованной конструкции;
- выбор относительно небольшого набора параметров, изменение которых позволяет управлять пространственной формой лопатки (при этом геометрическая форма профилей лопаток в заданных сечениях остается неизменной);
- проведение аэродинамических расчетов на сетках с различной степенью разбиения (относительно грубых на итерационных шагах процесса оп-

тимизации и мелких для проверки и уточнения полученного решения).

Задача оптимизации пространственной формы лопаток проточной части турбины, состоящей из одной или нескольких ступеней, формулируется следующим образом: найти экстремум функции цели при ограничениях, накладываемых на режим течения и изменяемые геометрические параметры. Изменение пространственной формы лопаток осуществляется за счет согласованного варьирования их геометрических параметров. При этом выбираются не абсолютные значения параметров, а относительные отклонения от исходной конструкции. Принимается, что эти отклонения либо постоянные вдоль пера лопатки, либо распределены по линейному или квадратичному закону. Условие постоянства режима течения обеспечивается путем введения ограничения на изменение расхода рабочего тела. Кроме того, дополнительные ограничения могут быть выставлены на абсолютный тангенциальный угол выхода потока из проточной части и степень реактивности ступени. Статическая прочность обеспечивается применением прочностных ограничений, рассчитываемых на основе использования стержневой модели лопатки.

Для проведения оптимизационных исследований применяются математические методы локальной оптимизации (метод деформированного многогранника Нелдера-Мида [5], метод Торкзон [6]), глобальной оптимизации (генетический алгоритм [7]), а также методы, основанные на идеях гибридизации (комбинация генетического алгоритма и методов прямого поиска).

Расчеты трехмерного течения выполняются с помощью CFD солвера FlowER, в котором реализована численная модель трехмерного вязкого течения, построенная на основе решения системы нестационарных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS). Для моделирования турбулентных эффектов применяется двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности $k-\omega$ SST [8]. Численное решение системы дифференциальных уравнений выполняется с использованием неявной квазимоноотонной ENO-схемы второго порядка аппроксимации.

2. Аэродинамическая оптимизация последней ступени ЦНД паровой турбины

С помощью разработанного подхода выполнены численная оптимизация целого ряда турбинных ступеней. Во всех случаях удавалось добиться повышения КПД проточной части. Ниже приведены результаты многорежимной оптимизации последней

ступени паровой турбины.

При оптимизации последних ступеней мощных паровых турбин целевая функция должна учитывать переменный режим работы ступени. Поэтому для решения задачи многорежимной оптимизации в качестве функции цели выбран взвешенный КПД ступени с весовыми коэффициентами, соответствующими времени работы турбины на различных режимах ее нагрузки

$$\eta = \sum_{i=1}^n w_i \cdot \eta_i, w_i = \frac{t_i}{\sum_{k=1}^n t_k}, i = 1 \dots n, \quad (1)$$

где η_i – КПД ступени на i -м режиме; w_i – весовой коэффициент для i -го режима; t_i – время работы турбины на i -м режиме; n – число различных режимов работы турбины за рассматриваемый промежуток времени.

В качестве объекта исследования рассмотрена последняя ступень одной из модификаций ЦНД паровой турбины К-200–130, работающая на четырех основных режимах (табл. 1). Выбор весовых коэффициентов w_i для целевой функции (1) опирался на публикации по оценке и анализу работы ЦНД мощных паровых турбин в условиях работы конкретных электростанций Украины [9, 10]. Форма лопаток направляющего аппарата (НА) показана на рис. 1.

Таблица 1

Режимы работы последней ступени ЦНД паровой турбины К-200–130

Режим	1	2	3	4
Противодавление, Па	12300	8000	5000	3500
Весовой коэффициент	0,33	0,33	0,17	0,17

Предварительные расчеты трехмерного вязкого течения в исследуемой ступени на всех четырех режимах показали, что в корневых сечениях реактивность ступени очень мала. Это приводит к отрыву потока в прикорневых сечениях на стороне разрежения РК для всех режимов работы (рис. 2, а; 3, а) и соответственно недостаточной эффективности ступени.

Оптимизация проводилась по семи параметрам, шесть из которых относились к НА:

- угол установки лопатки;
 - крутка лопатки (угол поворота каждого сечения относительно корневого в плоскости сечения) с линейным законом распределения по высоте;
 - угол осевой саблевидности на периферии;
 - длина осевой саблевидности на периферии;
 - угол окружной саблевидности у корня;
 - длина окружной саблевидности у корня;
- и один к рабочему колесу – угол установки рабочей лопатки.

Помимо прямых ограничений на параметры накладывалось ограничение на изменение расхода рабочего тела.

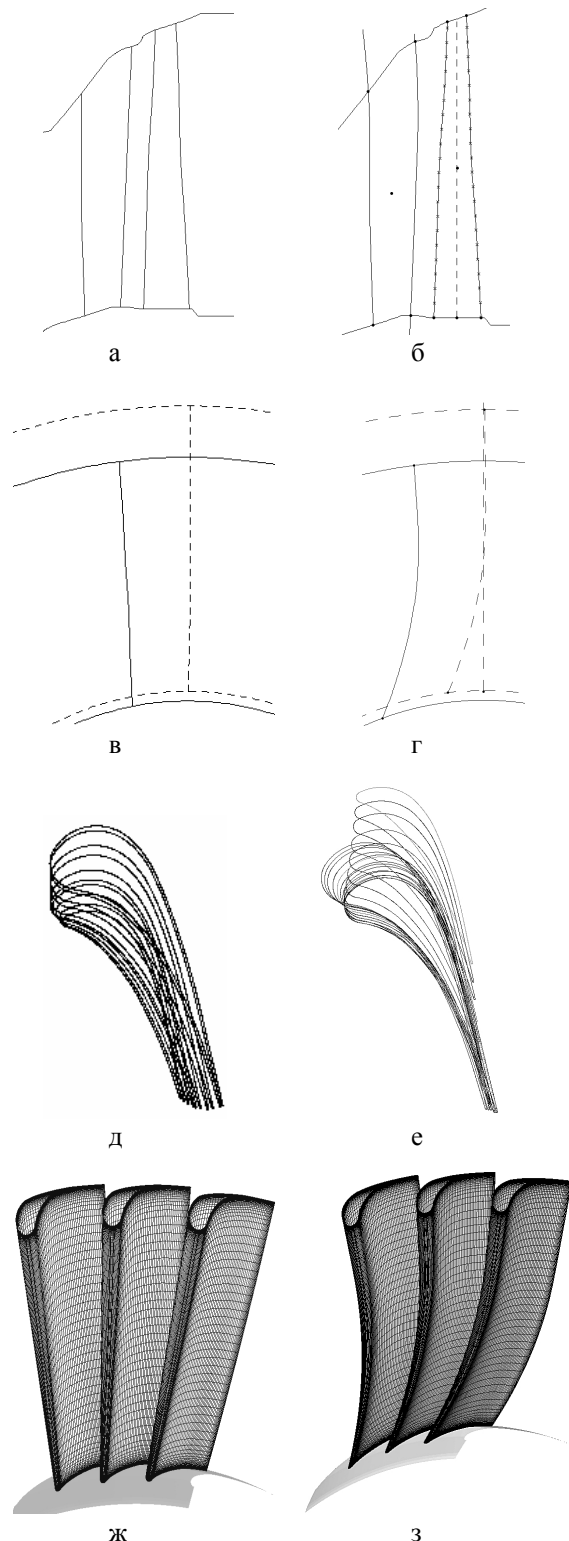


Рис. 1: Форма лопаток НА исходной (а, в, д, ж) и модифицированной (б, г, е, з) ступеней:

а, б – меридиональное сечение;
в, г – поперечное оси вращения сечение;
д, е – набор сечений лопатки НА;
ж, з – трехмерное изображение лопаток НА

Оптимизация выполнялась с помощью гибридного метода, построенного на базе последовательного подхода: поиск окрестности глобального экстремума осуществлялся с помощью генетического алгоритма на сетке первого уровня разбиения (11880 ячеек в одном канале), а уточнение его положения проводилось методом Нелдера-Мида на сетке второго уровня разбиения (95040 ячеек). Проверочные расчеты выполнялись на сетке третьего уровня разбиения (760320 ячеек). В результате оптимизации наиболее существенно изменились параметры, характеризующие саблевидность лопатки НА:

- угол осевой саблевидности на периферии – $6,7^\circ$ при длине участка саблевидного искривления $0,4$ высоты лопатки;
- угол окружной саблевидности у корня $24,3^\circ$ при длине участка саблевидного искривления $0,6$ высоты лопатки.

Угол установки лопатки РК изменился на $2,7^\circ$, а изменение параметров угла установки и крутки лопатки НА оказалось менее $1,0^\circ$.

Форма лопаток усовершенствованной ступени приведена на рис. 1, а; 2, б и 3, б показана структура течения в канале рабочего колеса.

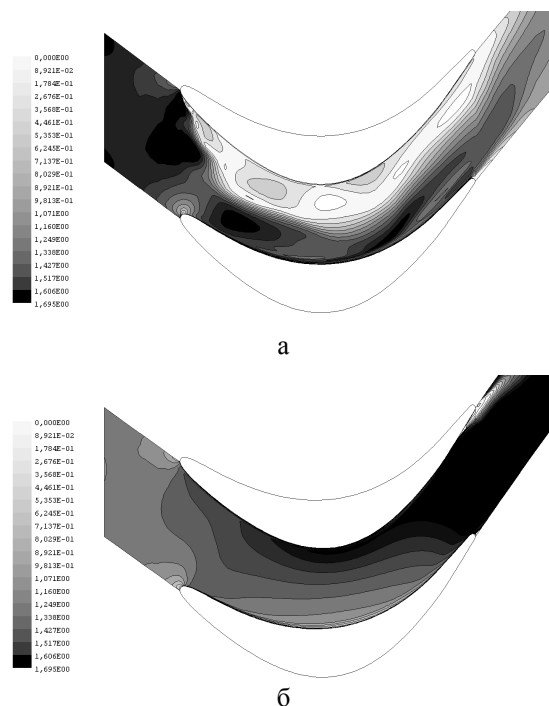


Рис. 2: Изолинии чисел Маха в прикорневом сечении рабочего колеса:

а – исходная конструкция;
б – модифицированная конструкция

Видно, что по сравнению с исходной конструкцией, устранен отрыв потока и существенно уменьшены радиальные перетекания. Эти измене-

ния вызваны повышением степени реактивности у корня, обусловленным саблевидной формой усовершенствованной лопатки НА. В целом структура течения в ступени улучшилась. В результате уменьшились потери кинетической энергии, и повысился КПД ступени. График КПД для различных режимов приведен на рис. 4. Здесь же даны зависимости, полученные для исходной конструкции и результаты однорежимной оптимизации [11], выполненной на режиме 2.

Следует отметить, что в обоих исследованиях – как при однорежимной, так и при многорежимной оптимизации получены похожие формы лопаток (с некоторым отличием в параметрах саблевидности). Это объясняется тем, что с одной стороны в этих исследованиях выбирались одинаковые варьируемые геометрические параметры с ориентацией на саблевидные лопатки, а с другой стороны устранение отрывов в корневых сечениях ротора наиболее эффективно достигается увеличением реактивности ступени в прикорневой области рабочей лопатки. Несмотря на небольшое снижение КПД ступени на некоторых режимах по сравнению с однорежимной оптимизацией (рис. 4), осредненный по всем режимам КПД ступени (см. зависимость (1)) повысился на 0,4 %.

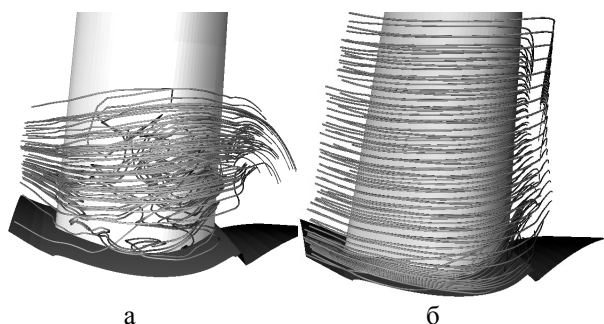


Рис. 3. Линии тока вблизи поверхности разреза лопатки рабочего колеса:

а – исходная конструкция;
б – модифицированная конструкция

Заключение

Предложен подход к аэродинамической оптимизации пространственной формы лопаток турбин на основе трехмерных моделей расчета течения и выполнен ряд оптимизационных исследований лопаточных аппаратов паровых и газовых турбин. В результате оптимизации турбинных ступеней улучшилось качество обтекания лопаточных венцов за счет уменьшения интенсивности вторичных течений и ликвидации отрывов потока, уменьшились потери кинетической энергии, повысился КПД.

Последовательная гибридизация генетического алгоритма и прямых методов локального поиска по-

казала себя эффективной стратегией оптимизации турбинных ступеней.

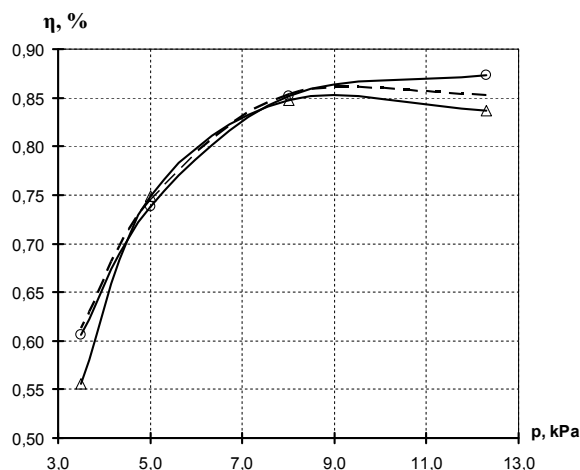


Рис. 4: Зависимость КПД ступени от режимов работы турбины:

—Δ—Δ— — исходная конструкция;
--- — однорежимная оптимизация [11];
—○—○— — многорежимная оптимизация

Проведение 3D расчета течения на достаточно грубых сетках на первых этапах оптимизации при использовании гибридного алгоритма обеспечивает значительное сокращение времени оптимизации. Погрешности нахождения экстремума, вызванные недостаточным разрешением, могут быть уменьшены либо последовательным измельчением сетки в процессе оптимизации, либо применением «предсказателей» типа искусственных нейронных сетей для построения поверхностей отклика, приближенно аппроксимирующих результаты расчетов на мелких сетках, по данным расчетов преимущественно на грубых сетках.

Полученные в результате проведенных исследований результаты продемонстрировали целесообразность и эффективность применения предложенного подхода к решению задачи пространственного профилирования лопаточных аппаратов и оптимизации проточных частей турбин.

Литература

1. Numerical Optimization Of Turbomachinery Bladings / S. Burguburu, C. Toussaint, C. Bonhomme, G. Leroy // *Proceedings of ASME TurboExpo-2003*, June 16–19, 2003, Atlanta, Atlanta, Georgia, USA, GT2003-38310. – 11 p.
2. Demeulenaere A. Three-dimensional inverse method for turbomachinery blading design / A. Demeulenaere, R.V. Braembussche // *Computational Fluid Dynamics '96: Proceedings, 3rd ECCOMAS Computational Fluid Dynamics Conf.*, J.-A. Desideri et al., eds, John Wiley & Sons Ltd, Chichester, West Sussex, England. – 1996. – P. 965–971.

7. Shahpar S. *Three-dimensional Design and Optimisation of Turbomachinery Blades using the Navier-Stokes Equations* / S. Shahpar // ISABE 2001-1053, proceedings of 15th ISABE conference, Bangalore, India, 2001.

4. Lampart P. *Direct Constrained Computational Fluid Dynamics Based Optimization of Three-Dimensional Blading for the Exit Stage of a Large Power Steam Turbine* / P. Lampart, S. Yershov // Transactions of the ASME. Journal Engineering for Gas Turbines and Power. – 2003. – 125, No 1. – P. 385-390.

5. Nelder J.A. *A simplex method for function minimization* / J.A. Nelder, R. Mead // The Computer Journal. – 1965. – 7, № 1. – P. 308-313.

6. Torczon V.J. *Multi-Directional Search: A Direct Search Algorithm for Parallel Machines* / V.J. Torczon // A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree Doctor of Philosophy Approved, Rice University, Houston, Texas, 2004. – 114 p.

7. Goldberg D.E. *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning*, Massachusetts:

Addison-Wesley Publishing Company Inc, 1989. – 408 p.

8. Menter F.R. *Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications* / F.R. Menter // AIAA J. – 1994. – V. 32, № 8. – P. 1598-1605.

9. Оценка эффективности работы ЦНД турбины Т-250/300-23,5 Харьковской ТЭЦ-5 / О.Н. Слабченко, М.В. Зайцев, А.Ю. Козлоков, А.Д. Золотухин // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: сб. научн. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2009. – № 3. – С. 41-48.

10. Зайцев М.В. Выбор варианта паровой турбины в зависимости от условий ее работы / М.В. Зайцев, Е.В. Левченко, Б.А. Аркадьев // Теплоэнергетика. – 1996. – № 3. – С. 64-67.

11. Русанов А.В. Аэродинамическое усовершенствование последней ступени цилиндра низкого давления паровой турбины мощностью 200 МВт / А.В. Русанов, С.В. Ершов, Н.В. Пащенко, В.А. Яковлев // Пробл. машиностроения. – 2007. – 10, № 4. – С. 53-61.

Поступила в редакцию 16.05.2010

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

БАГАТОРЕЖИМНА АЕРОДИНАМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОСТОРОВОЇ ФОРМИ ЛОПАТКОВИХ АПАРАТІВ ТУРБІН

С.В. Єршов, В.А. Яковлев

Описано підхід до багаторежимної аеродинамічної оптимізації лопаткових апаратів багатоступінчастих турбін. Технологія досліджень базується на використанні тривимірних моделей розрахунку в'язкої течії в проточних частинах турбомашин і методу оптимізації, побудованого на основі гібридизації генетичного алгоритму та методів прямого пошуку. В якості цільової функції обрано зважений ККД ступеня для всіх режимів роботи турбіни. Наведено приклад багаторежимної оптимізації останнього ступеня ЦНТ парової турбіни потужністю 200 МВт. Для отриманої в результаті оптимізації конструкції із шаблеподібними напрямними лопатками на всіх розглянутих режимах відсутній відрив потоку в кореневих перетинах лопаток робочого колеса.

Ключові слова: лопатковий апарат, турбіна, просторове профілювання, тривимірна в'язка течія, багаторежимна оптимізація.

MULTIPOINT AERODYNAMIC OPTIMIZATION OF SPATIAL FORM OF TURBINES BLADE ROWS

S.V. Yershov, V.A. Yakovlev

The approach to multipoint aerodynamic optimization of blade rows of multistage turbines is described. The technology of computational investigations is based on using of 3D viscous flow numerical models for turbomachinery flowpaths and the method of optimization constructed on the basis of hybridization of genetic algorithm and direct search methods. The weighed stage efficiency for all operating conditions of the turbine is chosen as an objective function. The example of multipoint optimization of low pressure cylinder last stage of the steam turbine by capacity of 200 MW is considered. For the design received as a result of optimization with compound leaned stator blades a separation near root sections of rotor blades is absent for all considered modes.

Key words: blade row, turbine, spatial blade design, three-dimensional viscous flow, multipoint optimization.

Ершов Сергей Владимирович – д-р техн. наук, проф., главный научный сотрудник Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: yershov@ipmach.kharkov.ua.

Яковлев Виктор Андреевич – научный сотрудник Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: yava@ipmach.kharkov.ua.

УДК 621.515

М.А. ШАРОВСКИЙ, М.Ю. ШЕЛКОВСКИЙ, Е.А. ТОКАРЕВА, А.В. ИВЧЕНКО

“Зоря”-“Машипроект” ГП НПКГ, Николаев, Украина

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОСЕЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА СО СПЕЦИАЛЬНЫМ ПРОФИЛИРОВАНИЕМ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ

В работе представлен расчетно-экспериментальный анализ суммарных характеристик осецентробежного компрессора со “специальным” профилированием лопаточных венцов, выполненный путем расчета в современных программных комплексах FlowER, ANSYS CFX, в сопоставлении с результатами экспериментальных данных при стендовых испытаниях. Получены новые зависимости угла отставания в решетке РК от угла изгиба профиля и угла входа потока, распределение коэффициента загромождения вдоль проточной части. Выявлены трудности корректного учета структуры течения по высоте проточной части в CFD-расчете при увеличении вторичных потерь для выбранной модели турбулентности. Получены результаты как для расчетной точки, так и для пусковых режимов работы компрессора.

Ключевые слова: турбомашин, компрессор, рабочее колесо, эксперимент, характеристика, угол отставания, расход, степень сжатия, коэффициент полезного действия.

Введение

Развитие вычислительной аэродинамики на сегодняшний день позволяет оценивать газодинамические процессы, происходящие в проточной части лопаточных турбомашин. В настоящее время существует достаточно широкий выбор соответствующих программных продуктов (CFX, FlowER, Fluent), однако имеются затруднения в задании турбулентности. При этом необходимая точность ($0,5 \div 1$)% в расчетах многоступенчатых компрессоров не обеспечивается (как правило, возможна точность ($2 \div 5$)%), причем многое зависит от корректности выбора модели турбулентности при решении конкретной задачи и выбора граничных условий. При этом возрастает актуальность экспериментальных исследований.

1. Формулирование проблемы

На сегодняшний день разработаны новые методы “специального” профилирования лопаточных венцов многоступенчатого компрессора, позволяющие формировать поверхность профиля для обеспечения безотрывного состояния пограничного слоя, получения необходимого поля течения в компрессорной решетке [1, 2]. Экспериментальных данных о результатах применения новых методов профилирования в многоступенчатых компрессорах недостаточно. Вместе с тем, на этапе проектирования необходимо знать угол отставания, коэффициент потерь

для таких “специальных” решеток, распределение коэффициента загромождения по ступеням многоступенчатого компрессора [3].

Поток воздуха в компрессоре характеризуется сложностью - он трехмерный, вязкий, сжимаемый, нестационарный. Существует большое количество методов аэродинамических расчетов турбомашин [4], в том числе с применением моделей, основанных на уравнениях Навье – Стокса [5, 6, 10]. Однако вычислительные 3D-методы требуют больших затрат машинного времени, позволяют на сегодняшний день получать преимущественно стационарные решения для многоступенчатого компрессора, поэтому экспериментальные исследования по-прежнему имеют большое значение. При этом немаловажным является вопрос идентификации характеристик, полученных по расчетной модели с помощью современных программных комплексов (FlowER, ANSYS CFX) результатам экспериментальных исследований, в особенности для компрессоров нового типа, со “специальным” профилированием лопаточных венцов [7].

С увеличением степени повышения давления в многоступенчатом компрессоре существенно уменьшается объемный расход воздуха на выходе из него, что при малых значениях расхода приводит к чрезмерно малой величине высоты лопаток последних ступеней, и, как следствие, увеличению вторичных потерь в решетках, и перетекания в радиальном зазоре. Для повышения КПД в таких многоступенчатых компрессорах с малым удлинением лопаток

последних ступеней, и обеспечения прочностных характеристик, часто используют замыкающую центробежную ступень. При этом важным является вопрос распределения коэффициента загромождения потока вдоль проточной части в системе осецентрированного компрессора (ОЦБК).

Цель работы - получить экспериментальные данные о распределении основных характеристик компрессорных решеток со “специальным” профилированием лопаточных венцов по результатам испытаний осецентрированного компрессора и сопоставить их с данными расчета в современных программных комплексах, исследуя применение методов “специального” профилирования в малорасходном компрессоре.

2. Объект исследования

На предприятии “Зоря”-“Машпроект” спроектирован, изготовлен и испытан одиннадцатиступенчатый осецентрированный компрессор (ОЦК) с осевой частью “специального” профилирования. Выбор центробежной части в качестве замыкающей был обусловлен малой величиной расхода воздуха при высокой степени сжатия осевой части, при требовании высокого КПД компрессора.

3. Расчетный анализ

На первом этапе исследования ОЦК выполнялись в области номинальных режимов работы с помощью программного комплекса FlowER с сеткой $(40 \times 40 \times 64 = 102400)$ ячеек на венец, которая обычно достаточна для проведения сравнительных расчетов многоступенчатого компрессора. Рассматривалась стационарная задача, использовалась модель турбулентности – SST-Ментера (степень турбулентности на входе в компрессор $\varepsilon = 5\%$). Радиальный зазор над лопатками рабочего колеса соответствовал конструкторской документации. На втором этапе расчеты ОЦК проводились по программе ANSYS CFX (рис. 1). При построении расчетной области использовалась импортированная из TurboGrid сетка. Расчет в CFX проводился при сеточном разбиении $(300 \div 400)$ тыс. узлов на венец, в условиях существующих ограничений по компьютерной памяти. Параметр y^+ при расчете составлял: $(y^+) = 2 \div 4$. Рассматривалась стационарная задача при сочетании граничных условий полное давление на входе в компрессор, с заданием направления потока – статическое давление на выходе. Используемый тип осреднения на границах расчетной области между соседними венцами: «Stage». В расчетной модели не учитывалось перетекание воздуха в статорной части через лабиринтные уплотнения. Критерием сходи-

мости при расчете в CFX являлось установление основных интегральных характеристик компрессора при достижении минимального значения величин их среднеквадратичных невязок. Положение границы устойчивой работы осевой части компрессора определялось с использованием подходов, предложенных в [8].

При проектировании центробежной ступени компрессора решалась обратная задача газодинамики методом последовательного решения прямых задач. Особенность центробежной ступени – наличие вертикальной выходной системы ограниченных габаритов при требовании обеспечения радиального угла выхода потока, что обусловило повышенный угол изгиба профиля выходного спрямляющего аппарата (ВСА). При этом по результатам расчетов центробежной ступени с помощью программного комплекса FlowER были выбраны угол конусности проточной части в меридиональной плоскости и форма выходной кромки профиля ВСА.

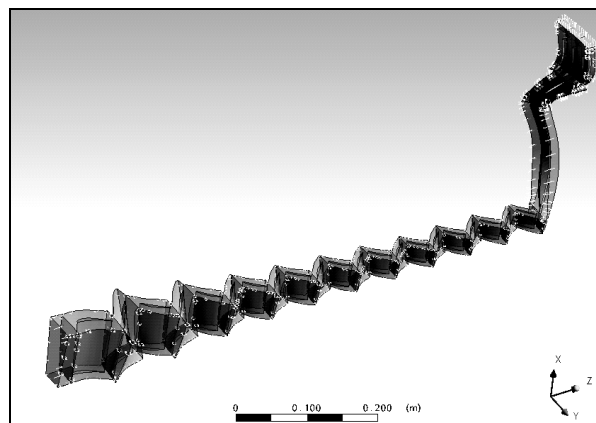


Рис. 1. Проект ОЦБК в среде ANSYS CFX

4. Экспериментальные исследования

Экспериментальные исследования проводились на специальном стенде для испытаний компрессоров большой мощности [7]. Замеряемыми параметрами при испытании компрессора на стенде служат распределение по высоте полных давлений и температур ($P_{01} = f(R_{cp})$, $T_{01} = f(R_{cp})$), углы потока в абсолютном движении в нескольких сечениях вдоль проточной части ($\alpha_1 = f(R_{cp})$), значение расхода воздуха через компрессор (G) и частота вращения ротора компрессора [9].

Газодинамические параметры по высоте лопаточных венцов определяются последовательным итерационным приближением для каждого сечения.

Статическое давление:

$$P = P_0 \cdot \pi(\lambda_1). \quad (1)$$

Составляющие треугольника скоростей:

$$C_{li} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R \cdot T_{0li} \cdot \lambda_{li} \cdot \cos \alpha_{li}};$$

$$\beta_{li} = \arctg \frac{C_{ai}}{U_1 - C_{lui}}; W_1 = \frac{C_{lai}}{\sin \beta_{li}}; \quad (2)$$

$$\lambda_{1wi} = W_1 / (\sqrt{2 \cdot k / (k+1) \cdot T_{0li} \cdot R}),$$

где λ_i – приведенная скорость; P_0 , T_{01} – полные давление и температура; α_{li} – угол потока на входе в решетку РК; C_{li} , W_{li} , U_i – составляющие скорости.

Расход через элементарный участок на входе в ступень:

$$\Delta G_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{cp1} \cdot \Delta R \cdot P_{01} \cdot q(\lambda_i) \cdot \sin \alpha_1 \cdot m}{\sqrt{T_{01}}}. \quad (3)$$

Сходимость решения на входе и на выходе из лопаточного венца проверяется по расходу и по высоте проточной части компрессора:

$$\delta G = \frac{|G - G_1|}{G} < 0,002, \lambda_i = f(\delta G), \quad (4)$$

где G – замеренная величина расхода воздуха; G_1 – значение расхода, рассчитанное как сумма расходов через элементарные участки ($G_1 = \Sigma \Delta G_1$).

КПД ступени:

$$\eta_{ст} = \frac{T_{0li} \cdot \left[(P_{02i} \cdot \sigma_1 / P_{01i})^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\Delta T}. \quad (5)$$

Степень повышения полного давления в ступени:

$$\pi_{ст} = P_{02i} \cdot \sigma_1 / P_{01i} \quad (6)$$

Коэффициенты потерь в РК и НА:

$$\zeta_{РК} = \left[1 - (P_{02w} / P_{01w}) \right] / \left[1 - \pi(\lambda_{w1}) \right];$$

$$\zeta_{НА} = \left[1 - \sigma_{на} \right] / \left[1 - \pi(\lambda_{c3}) \right]. \quad (7)$$

Коэффициент $\sigma_{на}$ определяется итерационно, исходя из максимального приближения зависимостей $\delta^{**} = f(D)$ для РК и НА:

$$\sigma_{на} = 1 - \frac{k}{2} \cdot \zeta_{на} \cdot M_{c3}^2 \cdot \varepsilon(\lambda_{c3}). \quad (8)$$

Значение относительной толщины потери импульса, отнесенной к хорде [6]:

$$\overline{\delta}_{РК}^{**} = \frac{\zeta_{РК} \cdot \sin \beta_2 \cdot \sin^2 \beta_2}{2b / t_{РК} \cdot \sin^2 \beta_1};$$

$$\overline{\delta}_{НА}^{**} = \frac{\zeta_{НА} \cdot \sin \alpha_4 \cdot \sin^2 \alpha_4}{2b / t_{НА} \cdot \sin^2 \alpha_3}. \quad (9)$$

Относительная погрешность определения массового расхода воздуха при испытаниях составляла $\delta G = \pm 0,8\%$; степени повышения давления $\delta \pi_k^{**} = \pm 1,0$; КПД компрессора: $\delta \eta_{ал}^{*} = \pm 1,0$.

5. Результаты расчетных и экспериментальных исследований

5.1. Анализ характеристик компрессора

При сопоставлении расчетных и экспериментальных характеристик компрессора $\pi_{к\Sigma}^{*} = f(G_{впр}, n_{пр})$, $\eta_{к\Sigma}^{*} = f(G_{впр}, n_{пр})$ рассматривались режимы, близкие к номинальной точке работы компрессора (рис. 2), а также зона пусковых режимов работы (рис. 3), при выбранных углах установки поворотных НА.

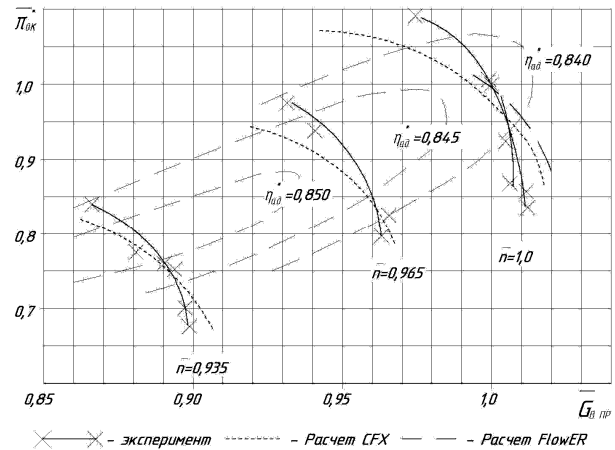


Рис. 2. Газодинамическая характеристика осевой части компрессора на режимах, близких к номинальной точке работы компрессора

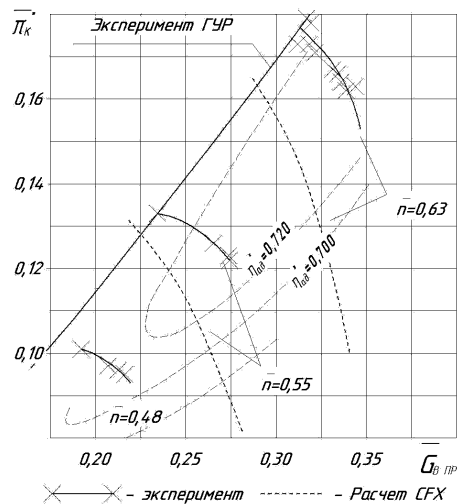


Рис. 3. Расчетно-экспериментальная характеристика ОЦБК в зоне пусковых режимов

В номинальной точке при исходном положении поворотных НА проведенные CFD-расчеты соотносятся с результатами эксперимента по расходу следующим образом:

	Расчет FlowER	Расчет CFX	Испытания
$G_{впр}$	0,997	0,993	1,00

Точность определения расхода в номинальной точке составляет $(0,3 \div 0,7)\%$. Характеристика третьей ступени приведена на рис. 4 в сопоставлении с данными расчета с использованием программных комплексов FlowER и ANSYS CFX. Расчетные значения коэффициента напора, определенные в FlowER и CFX, близки друг к другу и к экспериментальным значениям в области номинального режима, при этом расчеты во FlowER выполнены при минимально допустимом для моделирования трехмерного вязкого течения количестве элементов сетки. Расчет зоны пусковых режимов производился в программном комплексе ANSYS CFX - расхождение расчетных и экспериментальных данных по расходу составляет $(3 \div 5)\%$. Следует отметить, что результаты CFD-расчетов зависят от корректности выбора модели турбулентности и опыта расчетчика при выборе граничных условий.

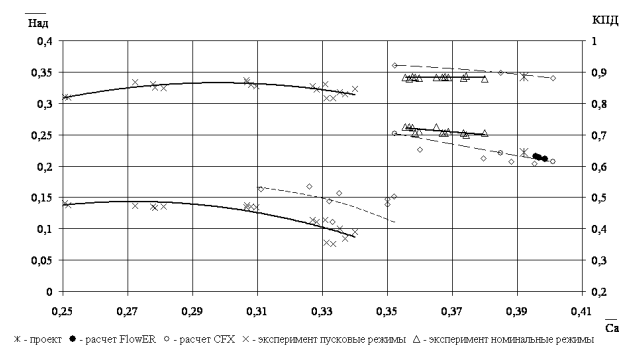


Рис. 4. Расчетно-экспериментальная характеристика третьей ступени компрессора

5.2. Анализ угла отставания

Обработка результатов эксперимента применительно к углу отставания проводилась при условии равенства величины относительной толщины потери импульса в следе за решеткой РК и НА ступени [7]. При получении коэффициента m (тангенса угла наклона кривой зависимости угла отставания от угла изгиба профиля $\frac{\delta - \delta_0}{\theta}$) (рис. 5) предполагалось, что величина угла отставания при нулевом изгибе профиля неизменна для решеток специального профилирования и для стандартных решеток профилей [3, 7].

По результатам экспериментальных исследований осевая часть компрессора была идентифицирована по осесимметричной двумерной расчетной модели с учетом полученных поправок на угол отставания потока, в зависимости от густоты решетки, угла изгиба профиля, величины угла входа потока.

Результаты сопоставления экспериментального и расчетного изменения угла отставания потока от угла атаки для осевой части компрессора со “специ-

альным” профилированием лопаточных венцов неоднозначны.

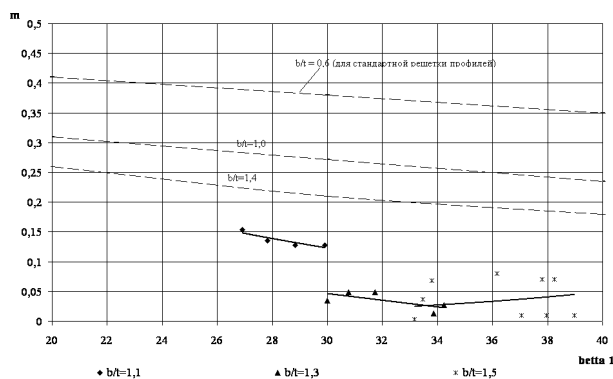


Рис. 5. Зависимость коэффициента m от густоты решетки и угла входа потока

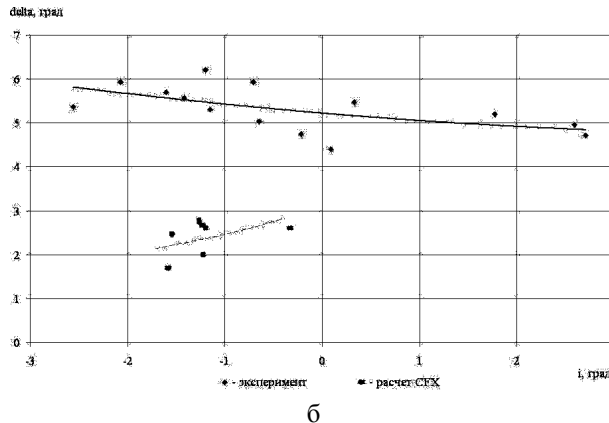
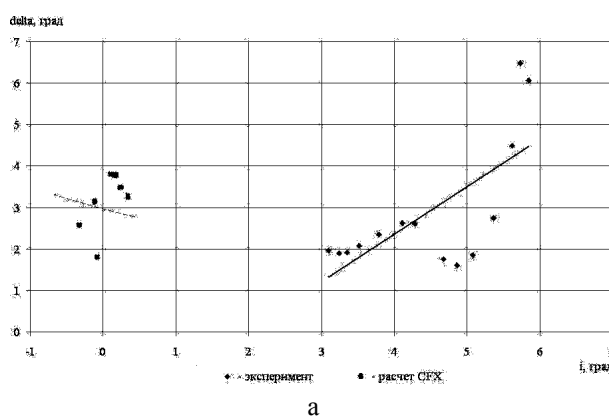


Рис. 6. Зависимость угла отставания от угла атаки в решетке 2РК (а) и 5РК(б) в средней части профиля

Угол отставания, полученный при расчете CFX для РК второй ступени (рис. 6а) совпадает с экспериментальными значениями по абсолютному значению ($\delta = (2 \div 4)^\circ$). Расчетный угол отставания для РК пятой ступени (рис. 6б) в средних сечениях решетки составляет ($\delta = (2 \div 3)^\circ$), по результатам же экспериментальных балансировок его значения выше расчетных по всей высоте решетки ($\delta = (4 \div 6)^\circ$).

При расчете компрессора со “специальным” профилированием лопаточных венцов это может объясняться слабым изменением угла отставания

потока в средней части профиля пера лопатки при незначительном угловом отрыве во втулочной области и дальнейшем увеличении вторичных потерь. В пристеночной области в результате расчета в некоторых случаях наблюдается неравномерность эпюры распределения поля полного давления, угла натекания потока, что частично подтверждается в результате экспериментального исследования структуры течения в межлопаточных каналах НА (рис. 7 – 9). При этом результаты расчета суммарных параметров компрессора ($G_{В\text{ПР}}$, π_k^*), как видно из сопоставления суммарных характеристик (рис. 2,

3), хорошо согласуются с результатами эксперимента, что объясняется соответствием распределения вдоль проточной части среднемассовых параметров, полученных в результате расчета экспериментальным данным. Дальнейшее улучшение точности расчета может быть достигнуто при дополнительном учете влияния перетекания рабочего тела между ступенями компрессора во втулочной области, при увеличении объема расчетной сетки с целью лучшего разрешения структуры течения у концевых ограничивающих поверхностей.

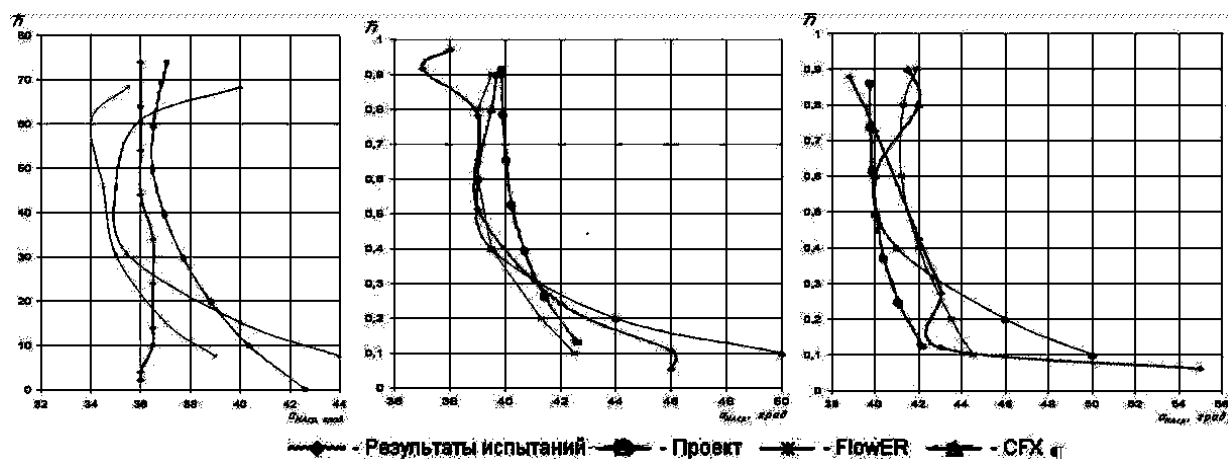


Рис. 7. Эпюры изменения угла потока в межлопаточном канале НА по высоте вдоль проточной части компрессора (1-я, 5-я и 6-я ступени соответственно)

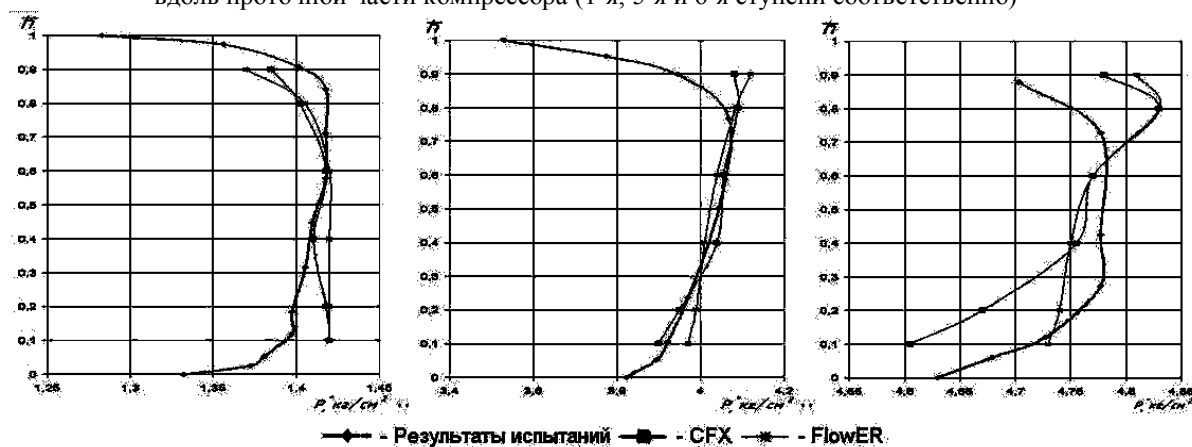


Рис. 8. Эпюры полного давления в межлопаточном канале НА по высоте вдоль проточной части компрессора (1-я, 5-я и 6-я ступени соответственно)

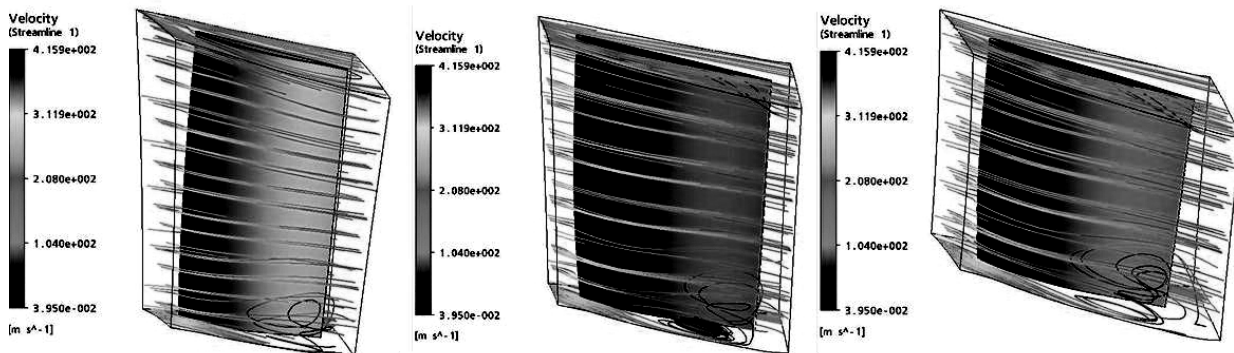


Рис. 9. Линии тока в межлопаточных каналах НА 1-ой, 5-ой и 6-ой ступеней

5.3. Анализ коэффициента запаса по расходу

По результатам обработки экспериментальных данных был определен коэффициент запаса по расходу (K_g) вдоль проточной части (рис. 6):

$$K_g = \frac{G_{\text{равн}}}{G_{\text{зам}}} = \frac{\int_0^F \left((m \cdot F_i \cdot P_i^* \cdot \sigma_{\text{на}} \cdot \sin \alpha_{4i} \cdot q(\lambda_i)) / \sqrt{T_i^*} \right) dF_{\text{равн}}}{\int_0^F \left((m \cdot F_i \cdot P_i^* \cdot \sigma_{\text{на}} \cdot \sin \alpha_{4i} \cdot q(\lambda_i)) / \sqrt{T_i^*} \right) dF_{\text{зам}}},$$

$i = 1, \dots, 15.$ (10)

При расчете использованы данные травесирования поля полного давления (рис. 7, 8). Здесь же приведены результаты расчетного определения коэффициента K_g (CFX), в номинальной точке работы компрессора.

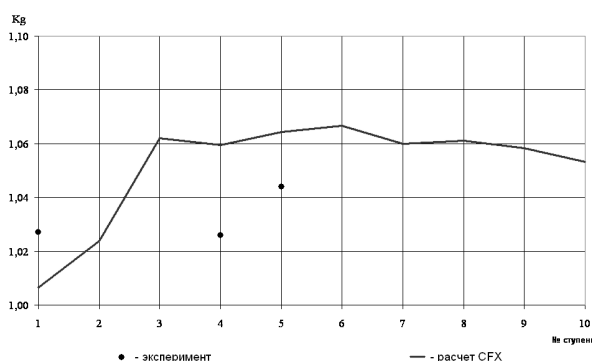


Рис. 10. Расчетно-экспериментальное распределение коэффициента K_g по ступеням компрессора

Заключение

Результаты расчета суммарных характеристик компрессора со “специальным” профилированием лопаточных венцов с помощью программных комплексов FlowER, ANSYS CFX согласуются с результатами эксперимента в расчетной точке по расходу с точностью $(0,3 \div 0,7)\%$, однако для пусковых режимов расхождение расчетных (CFX) и экспериментальных данных составляет $(3 \div 5)\%$.

Для отдельных ступеней при CFD-расчете основные области с повышенным углом отставания в решетке РК сосредоточены в пристеночных зонах, в то время как по результатам экспериментальных исследований увеличение угла отставания происходит по всей высоте профиля пера лопатки.

Получено распределение коэффициента запаса по расходу вдоль проточной части компрессора. Результаты могут быть использованы в дальнейшем при проектировании многоступенчатого компрессора.

Литература

1. Василенко С.Е. Влияние формы средней линии профилей на потери в концевых областях прямых компрессорных решеток / С.Е. Василенко, В.В. Огнев, Р.З. Тумашев // Изв. вузов. Машиностроение. — 1987. — № 2. — С. 76-79.
2. Василенко С.Е. Совершенствование КНД ГПА 25 применением специального профилирования последних ступеней компрессора / С.Е. Василенко, В.Е. Спицын, М.А. Шаровский // Судовое и энергетическое машиностроение: сб. ст. ; ГПНПКГ “Зоря”-“Машипроект”. — Николаев, 2004. — Т. 1. — С. 157-163.
3. Холицевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин / К.В. Холицевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин — М.: Машиностроение, 1986. — 432 с.
4. Макнэлл. Обзор методов расчёта внутренних течений в применении к турбомашинам / Макнэлл, Сокол // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчётов. — 1985. — Т. 107, № 1. — С. 103-122.
5. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин: монография / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов, А.В. Русанов, С.Д. Северин. — Х.: ХПИ, 2002. — 356 с.
6. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовіцевих турбомашинах “FlowER” / С.В. Єршов, А.В. Русанов // Свід. про держ. реєстрацію прав автора на винах., ПА №77. Держ. агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996.
7. Шаровский М.А. Характеристики многоступенчатого компрессора со специальным профилированием лопаточных венцов / М.А. Шаровский, Е.А. Токарева, М.Ю. Шелковский // Вестник двигателестроения. — Запорожье: ОАО “Мотор Сич”, 2007. — № 3. — С. 56-61.
8. Расчет суммарных газодинамических характеристик компрессоров по идентифицированной модели с использованием CFD-технологий / В.Е. Спицын, М.А. Шаровский, А.В. Ивченко, Е.А. Токарева, М.Ю. Шелковский // Современные технологии в газотурбостроении. — 2009. — №4/5 (40). — С. 37-41.
9. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы / В.П. Преображенский — М.: Энергия, 1978. — 320 с.
10. CFX-11 Documentation, ANSYS Canada Ltd, Waterloo, Ont, Canada, 2004.

Поступила в редакцию 31.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук В.И. Романов, ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев.

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА ЗІ СПЕЦІАЛЬНИМ ПРОФІЛЮВАННЯМ ЛОПАТКОВИХ ВІНЦІВ

М.А. Шаровський, М.Ю. Шелковський, О.О. Токарева, А.В. Івченко

У роботі представлений розрахунково-експериментальний аналіз сумарних характеристик відцентрового компресора зі "спеціальним" профілюванням лопаткових вінців, виконаний шляхом розрахунку в сучасних програмних комплексах FlowER, ANSYS CFX, у протиставленні з результатами експериментальних даних при стендових випробуваннях. Отримані нові залежності кута відставання в решітці РК від кута вигину профілю та кута входу потоку, розподіл коефіцієнта загромождження уздовж проточної частини. Виявлено труднощі коректного розрахунку структури течії по висоті проточної частини в CFD-розрахунку при збільшенні вторинних втрат для обраної моделі турбулентності. Отримано результати як для розрахункової точки, так і для пускових режимів роботи компресора.

Ключові слова: турбомашина, компресор, робоче колесо, експеримент, характеристика, кут відставання, расход, коефіцієнт корисної дії.

COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF AXIAL-CENTRIFUGAL COMPRESSOR WITH "SPECIAL" PROFILING OF BLADES

M.A. Sharovsky, M.Y. Shelkovsky, Y.A. Tokareva, A.V. Ivchenko

This paper presents a computational and experimental analysis of the overall characteristics axial-centrifugal compressor with "special" profiling of blades, made by the calculation in modern software complexes FlowER, ANSYS CFX, compared with the results of experimental data tests. The new depending on the deviation angle of the rotor blades of the bending angle profile and the angle of the entrance flow, the distribution of blockage coefficient blockage along the flow part are obtained. Difficulties in the correct accounting of the flow structure at a height of flow in the CFD-calculation with an increase in secondary losses for the selected turbulence model are shown. The results for the calculated point, and for starting modes of the compressor are obtained.

Key words: turbomachinery, compressor, impeller, experiment, characteristic, deviation angle, flow rate, pressure ratio, efficiency.

Шаровський Михайл Антонович – начальник сектора газодинамики отдела компрессоров ЦНИОКР «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Шелковський Михайл Юрьевич – инженер 2 категории сектора газодинамики отдела компрессоров ЦНИОКР «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Токарева Елена Александровна – инженер 1 категории сектора газодинамики отдела компрессоров ЦНИОКР «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Івченко Анатолій Володимирович – инженер 1 категории сектора газодинамики отдела компрессоров ЦНИОКР «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

УДК 621.4

М.А. ЩЕРБАКОВ^{1,2}, Е.Ю. МАРЧУКОВ¹, Л.Л. КАРТОВИЦКИЙ¹, А.А. ЮН³¹Московский авиационный институт, Россия²НТЦ им. А. Люльки, Москва, Россия³Торонто, Канада

СПОСОБ ПАССИВНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПОТОК В КОМПРЕССОРНОЙ РЕШЕТКЕ

В статье представлены результаты численного моделирования плоской дозвуковой компрессорной решетки с использованием углублений на поверхностях лопатки как способа воздействия на состояние потока в межлопаточном канале. Показано, что применение данного воздействия на поток дает положительное изменение характеристик решетки в сравнении с характеристиками плоской решетки, составленной из лопаток с гладким профилем. Для верификации математической модели плоской дозвуковой компрессорной решетки использовались результаты экспериментальных продувок: натурного газодинамического канала с периодическим углублением и плоской дозвуковой компрессорной решетки.

Ключевые слова: модель турбулентности, плоская компрессорная решетка, вычислительная гидродинамика, вихревые структуры.

Введение

Обеспечение конкурентоспособности двигателя, в частности, связано с совершенствованием аэродинамических качеств компрессора. Традиционные способы проектирования проточной части компрессора с применением гладкого профиля исчерпывают свои возможности. В связи с этим ожидать существенного улучшения результатов проектирования проточной части компрессора не приходится. Такой вывод приводит исследователей к необходимости искать нетрадиционные подходы, заключающиеся в разработке способов воздействия на структуру потока газа в межлопаточном канале, которые обеспечат повышение такого показателя совершенства компрессора как коэффициент полезного действия. В качестве одного из подходов к совершенствованию аэродинамики компрессора следует рассматривать систему воздействия на состояние пограничного слоя в лопаточных венцах. Системы воздействия на поток широко распространены на практике и основаны на применении отбора пограничного слоя с наружных поверхностей ЛА, а также систем предкрылков и закрылков на крыльях [1 – 3].

Актуальность задачи воздействия на структуру потока газа в межлопаточном канале, в том числе и на состояние пограничного слоя, не вызывает сомнений, поскольку из проведенных в [1] и [3] исследований, очевиден реальный положительный эффект, который может быть достигнут на современных и перспективных двигателях.

В проблематике совершенствования аэродинамики компрессоров наименее изученной остается

задача поиска способа воздействия на структуру потока газа в межлопаточном канале с применением не гладкого профиля с применением углублений на поверхностях лопаток. Углубления на обтекаемых поверхностях чаще всего используются как интенсификаторы теплообмена: наблюдается значительное (в 10 раз) увеличение теплообмена по сравнению с гладкой поверхностью. Однако в ряде работ, посвященных увеличению интенсивности теплообмена [4, 5], было отмечено, что при этом гидравлическое сопротивление поверхности с углублениями может незначительно увеличиваться, оставаться прежним или иметь тенденцию к снижению по сравнению с гладкой поверхностью. В работах [6, 7] приводятся результаты аэродинамических продувок мяча со сферическими углублениями для игры в гольф и мячей с различной степенью шероховатости. Отмечено, что мяч с углублениями имеет значительно лучшую аэродинамику и в 3-5 раза большую дальность полета в сравнении с «гладким» мячом, и что, особенно важно, другой характер зависимости сопротивления мяча от числа Рейнольдса натекающего потока.

Применение углублений с целью уменьшения сопротивления профиля и увеличения зоны безотрывного обтекания в открытой печати почти отсутствует. Хотя способ применения стоячих вихрей в качестве воздействия на поток был указан П. Чженем еще в 1979 г. [1]. Наиболее полные и разносторонние результаты исследования и применения на практике для летательного аппарата представлены в работе [8]. Исследования и анализ влияния углублений на поверхностях компрессорных лопаток с це-

люю улучшения аэродинамических характеристик в открытой печати почти не представлены [9, 10].

Учитывая то, что к настоящему времени разработано обширное количество вариантов моделей турбулентности и в значительной степени развиты численные методы моделирования, которые позволяют с достаточной степенью адекватности воспроизводить особенности состояния турбулентного потока, следует признать целесообразным проведение численных экспериментов с использованием специализированных газодинамических пакетов.

Данная работа посвящена расчетно-теоретическим исследованиям обтекания лопаточных венцов, имеющих на своей поверхности углубления с целью получения результатов и выводов о перспективах применения углублений на поверхности лопатки для повышения аэродинамических характеристик компрессора.

Все модели, представленные в данной работе, были построены в CAD программе Unigraphics NX 6, с последующим экспортом в программу – сеткопостроитель ANSYS ICEM CFD v.12.1. Моделирование течения проводилось в программе ANSYS CFD v.12.1.

1. Верификация математической модели

Для моделирования течения в рассматриваемой задаче использовалась одна из распространенных моделей турбулентности – SST [11]. Данная модель позволяет достаточно адекватно описывать как основной поток, так и состояние пограничного слоя, принимая во внимание возможность выбора дополнительного коэффициента настройки модели турбулентности – коэффициента коррекции кривизны потока (curvature correction) [12]. Использование данного коэффициента рекомендуется для расчетов каналов сложной формы (например, U-образных) и обтекания аэродинамических профилей.

Подбор коэффициента коррекции кривизны потока проводился на примере 2D модели периодического углубления [13] (в иностранной печати данная модель также встречается как периодический холм). Число Рейнольдса потока равно 10 595 (скорость на входе в канал 5,62 м/с).

На рис. 1 представлены профили скорости в углублении (exp) для характерных сечений, полученные в ходе эксперимента [13] и расчетным путем (calc).

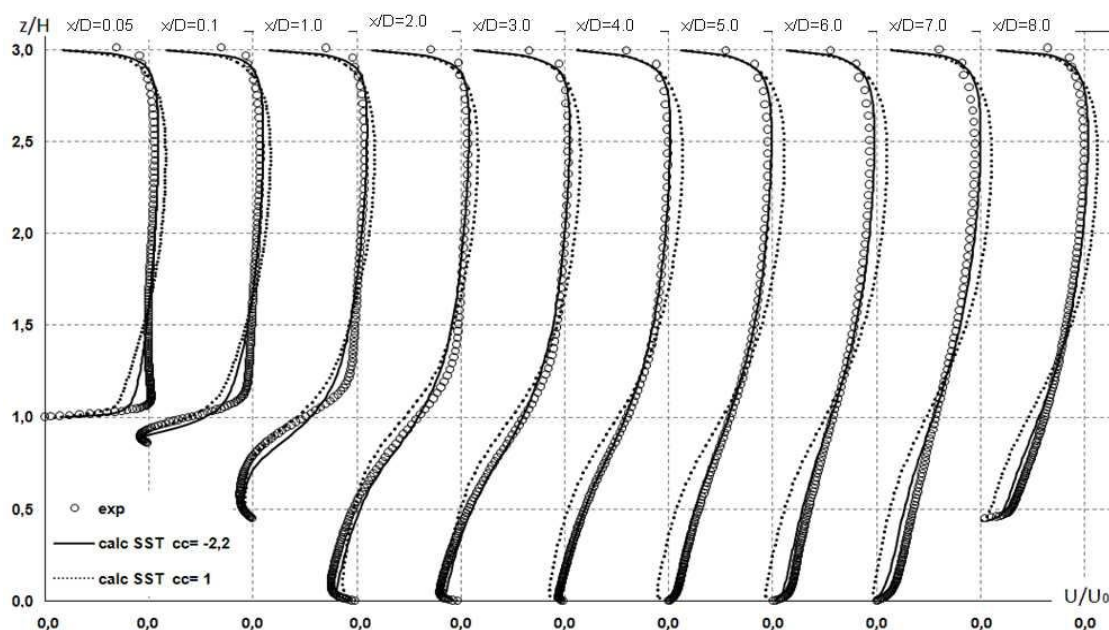


Рис. 1. Профили скорости в углублении

Как видно из представленных профилей скорости, SST модель с коэффициентом коррекции кривизны потока, равным -2,2 (на рисунке calc SST cc=-2,2), показывает лучшее совпадение с экспериментом.

2. Расчет плоской компрессорной решетки

Для расчета использовалась трехмерная модель плоской дозвуковой компрессорной решетки с про-

филем 10A40/55П45 [14]. Рассматривался режим $M = 0,6$ и угол атаки $i = -7,5^\circ$ (срывной режим для гладкого профиля). Расчет проводился для двух вариантов лопаток: с гладким профилем и с профилем, имеющем на спинке и корытце углубления (рис. 2).

Углубления имеют сферическую форму, радиус сферы равен 12 мм, глубина углубления составляет 0,4 мм, диаметр отпечатка равен 4,3 мм. Углубления располагаются в шахматном порядке с одинаковым шагом вдоль профиля и вдоль пера лопатки и

равном 4 мм. Кромки углублений закруглены и имеют радиус 0,5 мм. Геометрические параметры, расположение и форма углублений были выбраны согласно рекомендациям, приведенным в [15]. За характерный геометрический размер для пересчета

параметров углубления была взята длина хорды профиля. На первом этапе проводилось сравнение результатов экспериментальных данных [14] и численного моделирования компрессорной решетки, состоящей из лопаток с гладким профилем.

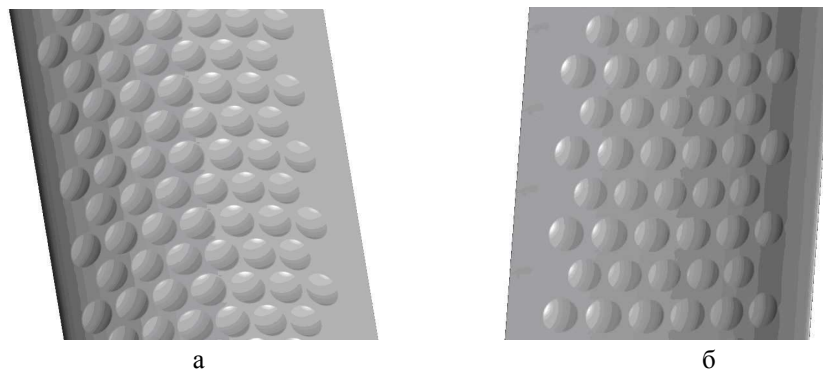


Рис. 2. Модифицированный профиль: а – спинка; б – корытце

Было получено хорошее совпадение с экспериментом (расхождение менее 10%). Сильного влияния коэффициента кривизны потока на результат расчета не выявлено. Для расчета профиля лопатки с углублениями использовалась SST модель со значением коэффициента коррекции кривизны потока, равного -2,2. Как показано выше, модель турбулентности с этим значением коэффициента лучше описывает поток в углублениях.

На рисунке 3 представлено распределение значения скорости в межлопаточном канале на рассматриваемом режиме. Хорошо видно, что отрыв в варианте лопатки с углублениями меньше, чем в варианте с гладким профилем. Также скорость потока в межлопаточном канале модифицированного варианта больше значения скорости для варианта с гладким профилем лопатки примерно на 50 м/с.

Точка отрыва потока в обоих вариантах находится, примерно, на расстоянии 30% длины хорды

от передней кромки профиля. Однако в варианте с углублениями отрыв периодически уменьшается над каждым углублением. Детальное влияние геометрических параметров углублений корытца на поток в межлопаточном канале не исследовалось. Однако направление поиска в решении проблемы совершенствования аэродинамики компрессора связано с исследованием свойств структурной организации потока газа в межлопаточном канале в зависимости от геометрических параметров поверхности лопатки.

Вихри внутри углублений подвергаются действию повышенного давления со стороны корыта профиля лопатки. Поэтому вихревые структуры основного потока не развиваются и не оказывают существенного влияния на поток в межлопаточном канале. Видимо следует поверхность лопатки со стороны корыта оставлять гладкой, модифицируя только профиль.

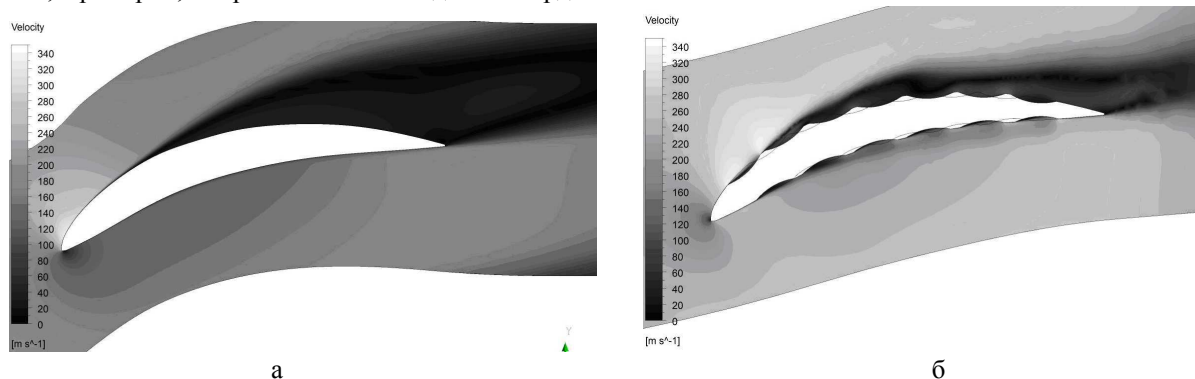


Рис. 3. Распределение скорости в межлопаточном канале на режиме $M = 0,6$, $i = 7,5^\circ$: а – исходный профиль; б – профиль с углублениями

На рис. 4 представлена визуализация потока при помощи струек тока в районе углублений на спинке профиля. Структура вихрей во втором (от

входной кромки) ряду состоит из двух парных вихрей, что хорошо согласуется с данными [5, 8]. В первом ряду углублений парных вихрей не обнару-

жено. Это связано, скорее всего, с условиями натекания потока на углубление. Однако, в углублениях первого ряда обнаружено зарождение вихрей, полу-

чающие дальнейшее развитие в углублениях второго ряда, что связано с изменением распределения давления (управляющего фактора) вдоль хорды.

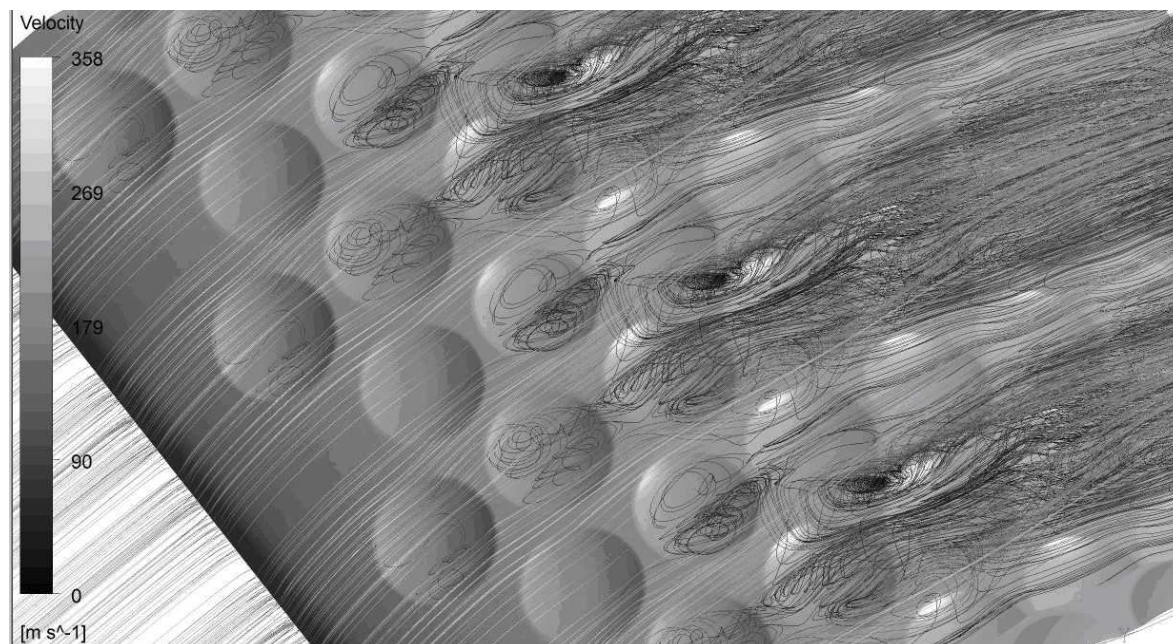


Рис. 4. Визуализация потока в углублениях на спинке лопатки

В углублениях четвертого и далее рядов характерные вихревые структуры при заданной геометрии углублений не образуются из-за нарастающего хаотического изменения параметров потока в углублениях и отрывной зоне основного потока.

Заключение

Применение углублений на поверхности лопатки рассматривается в качестве пассивного способа воздействия на поток в межлопаточном канале. Профилирование межлопаточного канала должно учитывать нелинейные свойства взаимодействия потока с негладкой поверхностью лопатки и способствовать структурной организации потока с целью повышения аэродинамических характеристик компрессора. Целесообразно ограничиться нанесением углублений только на спинке лопатки. Верификация расчетной модели показала допустимость использования программы ANSYS CFX для моделирования компрессорных лопаток, имеющих углубления на своих поверхностях.

Для выбора оптимальных геометрических размеров, формы и места расположения углублений, рекомендуется выполнить параметрические исследования, которые должны быть направлены на выявление связи структуры основного потока и вихрей в углублениях с параметрами аэродинамического совершенства межлопаточного канала компрессора.

Литература

1. Чжен П. Управление отрывом потока: пер. с англ. / П. Чжен. – М.: Мир, 1979. – 465 с.
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 712 с.
3. Терещенко Ю.М. Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов компрессоров / Ю.М. Терещенко. – М.: Машиностроение, 1988. – 152 с.
4. Экспериментальное исследование тепловых и гидравлических характеристик теплообменных поверхностей. Формованных сферическими лунками / М.Я. Бельский, М.А. Готовский, Б.М. Лекаш и др. // Теплофизика высоких температур. – 1991. – Т. 29, № 6. – С. 1142-1147.
5. Кикнадзе Г.И. Самоорганизация смерчеобразных струй в потоках вязких сплошных сред и интенсификация теплообмена, сопровождающая это явление / Г.И. Кикнадзе, И.А. Гачечиладзе, В.В. Алексеев. – М.: Изд-во МЭИ, 2005. – 84 с.
6. Rabindra D. Mehta. Aerodynamics of sports balls / D. Rabindra // Ann. Rev. Fluid Mech. – 1985. – Vol. 17. – P. 151-189.
7. Achenbach E. Influence of surface roughness on the cross-flow around a circular cylinder / E. Achenbach // J. Fluid Mech. – 1971. – Vol. 46. – P. 321-335.
8. Управление обтеканием тел с вихревыми ячейками в приложении к летательным аппаратам интегральной компоновки (численное и физическое моделирование) / Под ред. А.В. Ермишина и С.А. Исаева. – М. – СПб., 2001. – 360 с.

9. Пат. GB1482933 (A). France. Improvements in or relating to supersonic flow compressors / Georges Meauze, Jean-Jacques Thibert. – №45511/74; заявл. 23.10.1973; опубл. 17.08.1977.

10. Пат. GB750305 (A). UK Improvement in Axial-flow Compressor, Turbine and like Blades. Denis Sword Whitehead. – №3339/53; заявл. 5.02.1954; опубл. 13.06.1956.

11. Menter F.R. Zonal two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows / F.R. Menter. – A/AA 93-2906.

12. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. Release 12.0 - 2009 ANSYS Canada Ltd.

13. Almeida G.P. Wake flows behind two dimensional model hills / G.P. Almeida, D.F.G Durao, M.V. Heitor // Exp. Thermal and Fluid Science. – 1993. – P. 87-101.

14. Бунимович А.И. Некоторые результаты экспериментального исследования плоских компрессорных решеток / А.И. Бунимович, А.А. Святогоров // Труды № 307. – М.: ЦИАМ, 1957. – 36 с.

15. Козлов А.П. Гидродинамические эффекты от сферических углублений на поверхности поперечно обтекаемого цилиндра / А.П. Козлов, А.В. Щукин, Р.С. Агачев // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. – 1994. – № 2. – С. 27-34.

Поступила в редакцию 28.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, старший научный сотрудник, заместитель начальника филиала В.Ф. Самохин, ФГУП ЦАГИ, Россия.

СПОСІБ ПАСИВНОГО ВПЛИВУ НА ПОТІК В КОМПРЕСОРНІЙ РЕШІТЦІ

М.О. Щербаков, Е.Ю. Марчуков, Л.Л. Картовицький, О.О. Юн

В статті представлені результати численного моделювання дозвукової компресорної решітки з застосуванням заглиблень на поверхні лопаток, як засіб впливу на потік міжлопаточному каналі. Показано, що застосування такого впливу на потік дає позитивний результат. Для верифікації математичної моделі застосовувалися результати натурних продувок: каналу з періодичним заглибленням; плоскої дозвукової решітки.

Ключеві слова: модель турбулентності, обчислювальна гідрогазодинаміка, плоска компресорна решітка, вихрові структури.

THE PASSIVE FLOW CONTROL METHOD IN THE COMPRESSOR CASCADE

M.A. Scherbakov, E.U. Marchukov, L.L. Kartovitskiy, A.A. Yun

In this paper the numerical modeling results of subsonic compressor cascade with cavity on a blade's surfaces as flow control method are presented. It is shown, that the use of this influence on a flow gives positive results. The results of following experiments have been used for mathematical model verification: canal with periodic cavity, subsonic compressor cascade.

Key words: turbulent model, CFD, compressor cascade, vortex structures.

Щербаков Михаил Александрович – аспирант Московского авиационного института (Государственный технический университет), инженер-конструктор НТЦ им. А. Люльки, Москва, Россия. e-mail: scherbakovma@mail.ru.

Марчуков Евгений Ювенальевич – д-р техн. наук, проф. кафедры «Теория воздушно-реактивных двигателей» Московского авиационного института (Государственный технический университет), Генеральный конструктор НТЦ им. А. Люльки, Москва, Россия, e-mail: Evgeny.Marchukov@ntc.npo-saturn.ru.

Картовицкий Лев Леонидович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Теория воздушно-реактивных двигателей» Московского авиационного института (Государственный технический университет), Москва, Россия, e-mail: levka_58@mail.ru

Юн Александр Александрович – Dr of Eng., Toronto, Canada. e-mail: alex@yun.su.

УДК 621.438:621.515

В.А. ШКАБУРА

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ В ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

В рамках развития двигателей и энергетических установок рассмотрены вопросы совершенствования газотурбинных двигателей путём применения в их составе перспективных и новых типов турбомашин, в частности, турбокомпрессора с общим рабочим колесом (ТКО). Приведена схема ГТД с ТКО, позволяющая увеличить температуру газа перед турбиной и степень повышения давления в компрессоре ГТД, которая при обеспечении высокого уровня эффективности ТКО приведёт к росту удельной тяги двигателя и снижению удельного расхода топлива. Для определения эффективности применения ТКО в составе ГТД представлены результаты термодинамического расчёта. Однако ТКО ещё недостаточно изучены и в данной статье приведены некоторые положения теории влияния степени парциальности на эффективность работы компрессорной и турбинной частей ТКО.

Ключевые слова: турбокомпрессор с общим рабочим колесом, газотурбинный двигатель, степень парциальности, компрессорная часть, турбинная часть, периодическое движение газовых потоков.

Введение

Известно, что основными направлениями развития газотурбинных двигателей является повышение параметров их цикла работы и эффективности происходящих в них процессов [1, 2]. Однако традиционные подходы во многом себя уже исчерпали, и поэтому серьёзные сдвиги в этом направлении возможны лишь при использовании новых технических решений, подходов и технологий. Особенно актуально это для двигателей с высокой суммарной степенью повышения давления или небольшой тяги (мощности), где использование только осевых компрессоров в газогенераторе вследствие слишком малых размеров лопаток последних ступеней становится затруднительным. Кроме того, в связи с достигнутым высоким уровнем эффективности работы газогенераторов двигателей современных ТРДД они стали по существу малоразмерными [2]. Всё это вынуждает вести исследования по совершенствованию новых типов турбомашин ГТД и нетрадиционных конструктивных схем двигателей.

Одним из способов решения данной проблемы является применение в составе газотурбинных двигателей турбокомпрессоров с общим рабочим колесом (ТКО) [3-6]. В силу особенностей устройства и способа их работы они имеют в два раза большую высоту лопаток рабочего колеса (РК) по сравнению с остальными схемами турбомашин, что ценно при малых объёмных расходах газа и, следовательно, малых размерах лопаток, и могут работать при более высоких температурах газа перед турбиной.

1. Формулирование проблемы

Таким образом, для существенного повышения эффективности работы ГТД и расширения их возможностей необходимо не только совершенствовать традиционные типы турбомашин, но и на основе всестороннего анализа применять новые технические решения и проводить их оптимизацию. Для этого нужно выработать критерии выбора типа турбомашин в зависимости от условий их применения и разрабатывать более детальные математические модели процессов, происходящих в элементах ГТД. Актуален также вопрос выбора схемы проточной части (формы меридионального сечения) компрессора двигателя в зависимости от расхода воздуха и назначения ГТД [2,4]. Применение ТКО в составе ГТД в настоящее время затруднено вследствие недостаточности их исследования и развития теории расчёта. Течение в РК носит довольно сложный (периодически неустановившийся) характер, поэтому для создания эффективного ТКО необходимо создание соответствующей теории расчёта.

2. Решение проблемы

Каждый тип турбомашин имеет оптимальную область параметров, при которых он наиболее эффективен по КПД, коэффициенту напора (работы), производительности и габаритным размерам. Все эти величины в комплексе объединяет коэффициент объёмной эффективности

$$K_{EQ} = \frac{N_{\text{подв}} \eta_{\text{п}}}{\rho V \omega u_{\text{ср}}^2} = \frac{Q H_{\text{п}}}{V \omega u_{\text{ср}}^2}, \quad (1)$$

где $N_{\text{подв}}$ – подводимая мощность, Вт; $\eta_{\text{п}}$ – полный КПД машины; ρ – плотность газа на входе, кг/м³; V – объём, занимаемый машиной, м³; ω – угловая скорость РК турбомашин, с⁻¹; u – окружная скорость на среднем радиусе РК, м/с; Q – объёмный расход, м³/с; $H_{\text{п}}$ – полезная работа, Дж/кг.

Из рис. 1 видно, что для каждого значения объёмного расхода воздуха один из типов ступеней компрессоров имеет наибольшую эффективность.

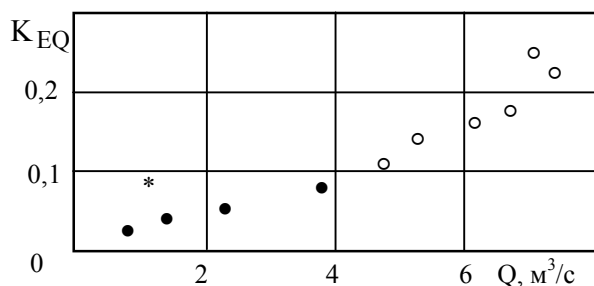


Рис. 1. Сравнение различных типов ступеней компрессоров: о – осевая; • – центробежная; * – компрессорная часть ТКО

В ГТД, за редким исключением, после осевых ступеней компрессора применяют центробежную ступень. Хотя компромиссной с точки зрения КПД, габаритных размеров и производительности является диагональная ступень.

Для определения коэффициента напора (работы) осевых и радиальных турбомашин применяют несколько отличающиеся формулы [1,2]. Это затрудняет их сравнение. Поэтому, чтобы можно было выбрать оптимальную геометрию проточной части, необходимо при определении коэффициента напора (работы) применять единую формулу, т.е. приводить к среднему диаметру проточной части РК

$$\bar{H} = H / u_{\text{ср}}^2. \quad (2)$$

Применение ТКО в составе ГТД целесообразно при небольших объёмных расходах и малых размерах лопаток, когда осевые и радиальные турбомашин имеют невысокую эффективность.

Для решения указанных задач были выполнены необходимые исследования.

В качестве базового типа турбомашин для ТКО взята диагональная ступень, так как она является компромиссным вариантом с точки зрения КПД, напора, габаритных размеров и производительности.

Если в обычных турбомашин подвод и отвод газа выполняются по всей окружности рабочего колеса, то в турбокомпрессоре с общим рабочим колесом подвод активного газа в турбину и пассивного газа в

компрессор осуществляется на определённом участке [3] согласно формуле

$$\theta_{\text{к}} + \theta_{\text{т}} + 2\theta_{\text{пер}} = 360^\circ, \quad (3)$$

где $\theta_{\text{к}}, \theta_{\text{т}}$ – угловая протяжённость компрессорной и турбинной частей; $\theta_{\text{пер}}$ – угловая протяжённость перемычки (разделителя).

Степень парциальности турбин определяется отношением дуги, занятой сопловой решёткой, к длине окружности по среднему диаметру [7,10]

$$\varepsilon = t_{\text{с}} z_{\text{с}} / (\pi D_{\text{ср}}). \quad (4)$$

ТКО имеет два рабочих канала: компрессорный и турбинный, расположенных на общем рабочем колесе. Они с обеих сторон ограничены перемычками, поэтому их степень парциальности определяется аналогично. Итак, степень парциальности компрессорной части

$$\varepsilon_{\text{к}} = \theta_{\text{к}} / 360. \quad (5a)$$

Степень парциальности турбинной части

$$\varepsilon_{\text{т}} = \theta_{\text{т}} / 360. \quad (5b)$$

В первом приближении степени парциальности компрессорной и турбинной частей ТКО должны быть равными. Однако, как показали исследования [6], турбинная часть по сравнению с компрессорной частью менее чувствительна к снижению степени парциальности. Это связано с тем, что в турбинной части ТКО поток активный, и на входе в рабочее колесо он имеет большую скорость, поэтому время для разгона потока в РК до необходимой скорости и перехода на нормальный режим работы значительно меньше, чем в компрессорной части.

Существенная неравномерность потока на входе во всасывающий и рабочий каналы компрессорной части отличает ТКО от других машин динамического сжатия и затрудняет использование традиционных методов экспериментального исследования. В общем случае объёмная производительность компрессорной части ТКО может быть определена по формуле

$$V = \int_{F_{\text{вх}}} c_{\text{м вх}} dF_{\text{вх}}, \quad (6)$$

где $c_{\text{м вх}}$ – меридиональная составляющая абсолютной скорости на входе в компрессорную часть.

Чтобы воспользоваться формулой (6), необходимо опытным путём определить распределение скорости на входе в компрессорную часть.

Для предотвращения попадания газа из турбинной части в компрессорную часть необходимо, чтобы термодинамическое давление в компрессорном рабочем канале было больше. Тогда небольшая часть воздуха через зазоры будет из

компрессорной части перетекать в турбинную часть и охлаждать диск РК.

Производительность компрессорной части турбокомпрессора, как и традиционных компрессоров, характеризует коэффициент расхода. С учётом сказанного выше коэффициент расхода компрессорной части предлагается определять по средним параметрам в РК

$$\varphi_v = c_{m\text{ ср}} / u_{\text{ср}}, \quad (7)$$

где $c_{m\text{ ср}}$ – среднее значение меридиональной составляющей абсолютной скорости газа в РК.

Наличие переходных режимов работы РК несколько снижает напор и КПД компрессорной части, так как некоторое время происходит разгон потока до необходимой скорости [6]. Чтобы учесть эту особенность компрессорной части, необходимо ввести поправочные коэффициенты, которые будут учитывать влияние на КПД и на напор или работу, её степень парциальности:

$$K_{\bar{H}_\varepsilon} = \bar{H}_\varepsilon^\varepsilon / \bar{H}_\varepsilon; \quad (8)$$

$$K_{\eta_\varepsilon} = \eta_\varepsilon^\varepsilon / \eta_\varepsilon. \quad (9)$$

Анализ проведенных исследований [9, 10] показывает, что получить универсальную формулу для определения влияния степени парциальности на эффективность компрессорной и турбинной частей довольно трудно из-за сложного влияния их конструктивных и режимных параметров. Для предварительной оптимизации параметров турбинной части целесообразно использование формулы [10], которая учитывает степень парциальности турбинной части на общий её КПД

$$K_{\eta_\varepsilon} = 1 - 0,135 \frac{u}{c_{ад}} \left(\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \right). \quad (10)$$

Чтобы выбрать оптимальные размеры турбинной части, необходимо учитывать влияние нескольких параметров: $u/c_{ад}$, высоты лопаток, угол потока перед РК.

Для исследования влияния степени парциальности на эффективность работы компрессорной части создана модель ТКО. С помощью сменных вставок изменялась степень парциальности компрессорной части. Привод РК осуществлялся от электродвигателя. На рис. 2 показаны обобщённые зависимости поправочных коэффициентов от степени парциальности компрессорной части ТКО. Анализ зависимостей позволяет констатировать, что для обеспечения эффективной работы компрессорной части степень её парциальности должна быть не ниже 0,5.

Для определения эффективности применения ТКО в составе полноразмерных ГТД в качестве исходного варианта выбран газотурбинный двигатель Д-

436Т1. На взлётном режиме он имеет следующие значения основных параметров:

$$G_B = 254 \text{ кг/с}; m = 4,9; \pi_K = 22,75; \eta_K = 0,81;$$

$$T_T = 1470 \text{ К}; \eta_{ТВД} = 0,845; \pi_{ТВД} = 2,75;$$

$$P = 7570 \text{ кгс}; c_e = 0,377 \text{ кг/(кгс} \cdot \text{ч)}.$$

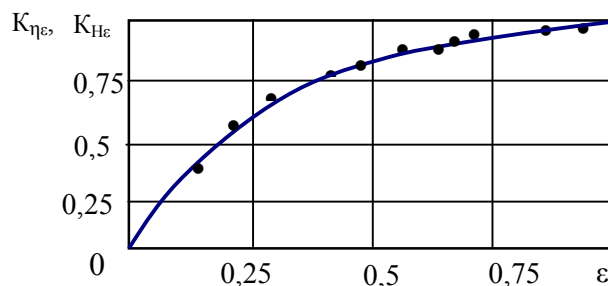


Рис. 2. Зависимости поправочных коэффициентов напора и КПД от степени парциальности компрессорной части ТКО

Применение ТКО в составе ГТД позволяет увеличить степень повышения давления компрессора π_K^* и температуру газа перед турбиной T_T^* за счёт периодичности работы лопаток РК ТКО. На рис. 3 показана схема размещения ТКО в газотурбинном двигателе с осевым компрессором. Предлагается РК ТКО разместить на валу ротора высокого давления, чтобы разгрузить турбину компрессора высокого давления.

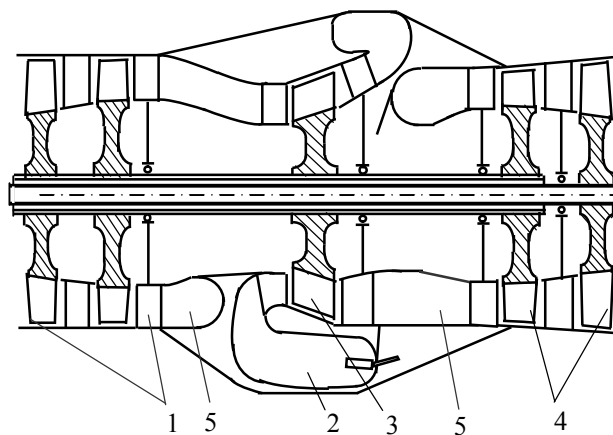


Рис. 3. Схема газотурбинного двигателя с ТКО: 1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – ТКО; 4 – силовая турбина; 5 – переходный канал

Чтобы упростить задачу сравнения двигателей и не определять тягу вентилятора модернизированного двигателя, ограничимся сравнением параметров силовых турбин.

По имеющимся данным силовая турбина двигателя Д-436Т1 имеет следующие параметры:

$$\pi_{TC} = 3,652; \eta_{TC} = 0,91; N_{TC} = 15500 \text{ кВт}.$$

Благодаря периодичности работы лопаток РК

ТКО в модернизированном ГТД увеличена температура газа перед турбиной $T_r = 1800\text{K}$.

В результате газодинамического расчёта ТКО в составе двигателя получены следующие параметры:

в компрессорной части $\pi_{квд2}^* = 1,86$; $\eta_{квд2}^* = 0,81$;

в турбинной части $\pi_{твд1} = 3,35$; $\eta_{твд1} = 0,825$.

В итоге достигнуто: $\pi_k^* = 42$; $\eta_k^* = 0,78$.

Силовая турбина модернизированного двигателя имеет следующие параметры:

$\pi_{тс} = 5,366$; $\eta_{тс} = 0,868$; $N_{тс} = 22750\text{кВт}$.

Таким образом, благодаря применению ТКО в составе ГТД мощность силовых турбин возросла почти в 1,5 раза, а эффективный КПД двигателя увеличился на 12%.

С помощью формул полученных ранее [5] определена средняя температура лопаток РК ТКО, она составляет $\bar{T}_л = 1234\text{ K}$. Нагрев воздуха от лопаток РК в ТКО равен 6° , в результате чего на 1% снизятся эффективный КПД двигателя и эффективная тяга, однако отпадает необходимость в отборе воздуха от компрессора для охлаждения лопаток РК турбинной части ТКО.

Заключение

При выборе типа турбомшины для ГТД предлагается в качестве критерия оптимизации применять коэффициент объёмной эффективности, так как он комплексно учитывает основные параметры её эффективности: КПД, коэффициент напора (работы), производительность и габаритные размеры.

Чтобы легче было определить эффективную меридиональную геометрию проточной части РК осерадиальных турбомашин, необходимо коэффициент напора (работы) приводить к среднему диаметру проточной части.

Так как диагональные компрессоры занимают промежуточное положение между осевыми и центробежными компрессорами, поэтому после осевых ступеней в ГТД целесообразно применять диагональную ступень компрессора.

Для повышения степени повышения давления и температуры газа перед турбиной в газотурбинных двигателях предлагается применять в качестве замыкающей ступени компрессора и первой ступени турбины турбокомпрессор с общим рабочим колесом. И хотя КПД в отдельности полноразмерной турбинной и компрессорной ступеней выше, чем турбинной и компрессорной частей ТКО, однако его использование в составе двигателя позволяет повысить температуру газа перед турбиной до 300° и разгрузить турбину компрессора.

Модернизация двигателей типа Д-436Т1 с помощью ТКО позволяет повысить термодинамические параметры цикла и тем самым увеличить удельную тягу двигателя и понизить удельный расход топлива.

Необходимость переходных каналов между традиционными турбомашинами и ТКО несколько усложняет применение ТКО в составе ГТД. Хотя РК ТКО по сравнению РК с охлаждаемыми лопатками значительно проще конструктивно и дешевле в изготовлении. Поэтому использование ТКО в составе полноразмерных газотурбинных двигателей целесообразно лишь при значительном увеличении степени повышения давления и температуры газа перед турбиной.

Течение газа и воздуха в рабочем колесе ТКО является периодически неустановившимся, поэтому часть энергии теряется при переходе из одного режима работы РК в другой. Турбинная часть по сравнению с компрессорной частью менее чувствительна к снижению степени парциальности. Это связано с тем, что в турбинной части ТКО поток активный, и на входе в рабочее колесо он имеет большую скорость. Поэтому для обеспечения эффективной работы компрессорной части степень её парциальности должна быть не ниже $0,45 \dots 0,5$. Чтобы учесть влияние на КПД и на работу степени парциальности компрессорной и турбинной частей ТКО, необходимо формулы для их расчёта дополнить поправочными коэффициентами.

Литература

1. Холщевников К.В. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин / К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
2. Кулагин В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Кн.3. Основные проблемы / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2005. – 464 с.
3. Пат. № 84679 України. МКІІ. F02 K3/00. Газотурбінний двигун і спосіб його роботи / Шкабура В.А. (Україна). Заявлено 01.12.2004. Опубл. 25.11.2008.
4. Шкабура В.А. Исследование вариантов применения турбокомпрессора нового типа в газотурбинных двигателях на общих опорах качения / В.А. Шкабура., С.И. Пиеничных // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 8/44. – С. 103-106.
5. Шкабура В.А. Исследование особенностей работы турбокомпрессора с общим рабочим колесом в газотурбинных двигателях / В.А. Шкабура // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 4/51. – С. 57-60.

6. Шкабура В.А. Результаты исследований турбокомпрессоров с общим рабочим колесом для применения в газотурбинных двигателях / В.А. Шкабура // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2009. – № 7/64. – С. 66-70.

7. Численные решения многомерных задач газовой динамики / С.К. Годунов, А.В. Забродин, М.Я. Иванов и др. – М.: Наука, 1976. – 400 с.

8. Вириубский И.М. Вихревые компрессоры /

И.М. Вириубский, Ф.С. Рекстин., А.Я. Шквар. – Л.: Машиностроение, 1988. – 271 с.

9. Быков Н.Н., Емин О.Н. Выбор параметров и расчёт мало мощных турбин для привода агрегатов. – М.: Машиностроение, 1972. – 288 с.

10. Овсянников Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.

Поступила в редакцию 31.05.2010

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

ДОСЛІДЖЕННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ІЗ СПІЛЬНИМ РОБОЧИМ КОЛЕСОМ У ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНАХ

В.А. Шкабура

У рамках розвитку двигунів та енергетичних установок висвітлено питання удосконалення газотурбінних двигунів шляхом використання в них перспективних та нових турбомашин, наприклад, турбокомпресорів із спільним робочим колесом (ТКС). Розглянуто схему ГТД із ТКС, яка дозволяє підвищити температуру газу перед турбіною та ступінь підвищення тиску в компресорі, що при забезпеченні високого рівня їх ефективності приведе до підвищення питомої потужності й зниження витрат палива. Для визначення ефективності застосування ТКС у складі ГТД проведені термогазодинамічні дослідження. Однак ТКС ще недостатньо вивчені, тому у даній статті наведено деякі положення теорії впливу ступеня парціальності на ефективність роботи компресорної і турбінної частин ТКС.

Ключові слова: турбокомпресор із спільним робочим колесом, газотурбінний двигун, ступінь парціальності, компресорна частина, турбінна частина, періодичність руху газових потоків.

OF ANALYSIS OF TURBO-COMPRESSOR WITH GENERAL IMPELLER FOR GAS TURBINE ENGINES

V.A. Shkabura

In the framework of development of the prospective and new types of turbo machines to broaden possibilities of gas turbine engines investigation flow of gas in of turbo-compressor with general impeller (TCG). Consideration scheme of gas turbine engines with of general impeller turbo-compressor, for rise gas turbine temperature and pressure ratio increase with aim of specific power elevation and specific fuel consumption reduction. Turbo-compressor with general impeller at presents not enough investigation. Given work elucidate especially function and complications of general impeller turbo-compressor, which beginnings by theirs successful application of gas turbine engines. For defining the efficiency of TCG application in the structure of gas turbine engines thermodynamic and gas researches were conducted.

Key words: of turbo-compressor with general impeller, gas turbine engine, compressor zone, turbine zone, periodical flow of gas.

Шкабура Владимир Анатольевич – канд. техн. наук, ст. научн. сотр., Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: shkabura_v_a@mail.ru.

УДК 621.43.056

В.Е. КОСТЮК, Е.И. КИРИЛАШ

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТЬ ТЕМПЕРАТУРНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОТОКА
ЗА ДЫРЧАТЫМ СМЕСИТЕЛЕМ К ОТКЛОНЕНИЯМ КОЭФФИЦИЕНТА
РАСХОДА ОТВЕРСТИЙ**

Исследована степень влияния коэффициента расхода отверстий дырчатого смесителя, имеющего конструкцию, характерную для основных камер сгорания ГТД, на температурную неравномерность потока за ним на основе анализа аналитических зависимостей, обобщающих экспериментальные данные о распределении температуры в области ниже по течению от ряда холодных струй, вдуваемых по нормали в горячий поток, ограниченный стенками. Показано, как с помощью этих коэффициентов можно оценить стабильность температурного поля газа при наличии дестабилизирующих факторов, влияющих на коэффициент расхода отверстий, и правильно назначить целевые показатели точности его расчетных оценок.

Ключевые слова: камера сгорания, дырчатый смеситель, температурное поле газа, коэффициент расхода отверстий, возмущения, анализ чувствительности, точность расчетных оценок.

Надежность работы газотурбинного двигателя (ГТД) зависит от распределения температуры газа перед турбиной. Желаемое температурное поле достигается перемешиванием в камерах сгорания (КС) ГТД горячих продуктов сгорания с холодным воздухом. Для организации процесса смешения широко применяют так называемые дырчатые смесители [1], принцип действия которых основан на проникновении струй холодного воздуха в поперечно движущийся поток горячих газов.

Вдуву струй в поперечный поток посвящено уже так много публикаций, что эту трехмерную задачу аэрогидродинамики, наверное, можно причислить к разряду классических. Тем не менее, вопрос о влиянии возмущений коэффициента расхода отверстий дырчатого смесителя на распределение температуры потока за ним до сих пор оставался вне поля зрения исследователей.

Исследование данного вопроса с одной стороны помогло бы оценить стабильность температурного поля, формируемого дырчатым смесителем, при наличии, как правило, неконтролируемых, но, тем не менее, влияющих на коэффициент расхода дестабилизирующих факторов (например, отклонений размеров и формы отверстия, заусенцев на его кромках и т.п.), а с другой – способствовало бы правильному назначению целевых показателей точности расчетных оценок коэффициента расхода смесительных отверстий.

Цель настоящей работы состоит в количественной оценке степени влияния коэффициента расхода отверстий на температурную неравномерность

потока за дырчатым смесителем на основе анализа аналитических зависимостей, предложенных J. Holdeman и R. Walker [2] для обобщения полученных ими экспериментальных данных о распределении температуры в области ниже по течению от ряда холодных струй, вдуваемых по нормали в горячий поток, ограниченный стенками.

В работе J. Holdeman и R. Walker [2] результаты измерений поля температуры представлены в форме вертикальных профилей безразмерной относительной разности температур

$$\Theta = (T_{\infty} - T)/(T_{\infty} - T_j), \quad (1)$$

где T – локальная температура торможения; T_{∞} – температура торможения невозмущенного основного течения; T_j – температура торможения газа в струе. Поскольку $T_{\infty} > T_j$, максимальные значения Θ в любом профиле соответствуют наиболее холодным областям течения.

Критерием максимальной температурной неравномерности потока в определенном сечении может служить экстремальное значение Θ , например, максимальное. Очевидно, что геометрическое место точек с максимальным значением Θ определяет тепловую траекторию струи (осевую линию). Поэтому в качестве критерия максимальной температурной неравномерности можно принять относительную разность температур вдоль осевой линии $\Theta_{c,0}$, которую J. Holdeman и R. Walker [2] предложили аппроксимировать функцией

$$\Theta_{c,0} = \Theta_{EB} + (1 - \Theta_{EB}) \left[1,452 J^{-0,35} / \left(\frac{X}{D_j} \right) \right]^f, \quad (2)$$

где $\Theta_{EB} = \frac{G_j/G_\infty}{1 + G_j/G_\infty}$ – относительная разность температур, возникающая при полном смешении потоков; $J = (\rho_j V_j^2) / (\rho_\infty U_\infty^2)$; ρ_j – плотность струи; ρ_∞ – плотность основного потока; V_j – скорость струи; U_∞ – скорость основного потока; X – расстояние вниз по течению от сечения вдува; $D_j = D\sqrt{\mu}$ – диаметр струи; D – диаметр отверстия; μ – коэффициент расхода отверстия; $f = 1,15\sqrt{\frac{S}{H}\left(1 + \frac{S}{H}\right)}$; S – расстояние между осями соседних отверстий; H – высота канала.

Отношение массового расхода в струе к массовому расходу основного потока G_j/G_∞ выражается через параметры каждого потока и геометрические параметры:

$$G_j/G_\infty = \left(\sqrt{\frac{\rho_j}{\rho_\infty}} \sqrt{J} \frac{\pi}{4} \mu \right) / \left[\left(\frac{H}{D} \right) \left(\frac{S}{D} \right) \right]. \quad (3)$$

С учетом выражения (3) преобразуем функцию (2) к виду

$$\Theta_{c,0} = \frac{AB\mu^{(C-1)} + 1}{B\mu^{-1} + 1}, \quad (4)$$

$$\text{где } A = \left[\frac{1,452J^{-0,35}}{\left(\frac{X}{D}\right)} \right]^f, \quad B = \frac{\left(\frac{H}{D}\right)\left(\frac{S}{D}\right)}{\sqrt{\frac{\rho_j}{\rho_\infty}} \sqrt{J} \frac{\pi}{4}}, \quad C = 0,5f.$$

Количественно степень влияния μ на $\Theta_{c,0}$ оценивается с помощью частных производных $a = \partial\Theta_{c,0}/\partial\mu$ или $b = \mu_{ном}/\Theta_{c,0,ном}$, где индекс «ном» означает номинальные значения параметров, а a и b – соответственно абсолютный и относительный коэффициенты чувствительности [3].

Обозначим через $\delta\Theta_{c,0}$ относительное изменение $\Theta_{c,0}$, а через $\delta\mu$ – относительное изменение μ . Используя указанное выше определение b , имеем $\delta\Theta_{c,0} = b \cdot \delta\mu$.

Продифференцировав $\Theta_{c,0}$ по μ , получим:

$$a = \frac{AB^2C\mu^{(C-3)} + AB(C-1)\mu^{(C-2)} + B\mu^{-2}}{(B\mu^{-1} + 1)^2}. \quad (5)$$

Результаты расчетов коэффициентов чувствительности для $\mu_{ном} = 0,64$ и $\rho_j/\rho_\infty = 2,2$ при различных сочетаниях параметров каждого потока и геометрических параметров, имевших место в опытах J. Holdeman и R. Walker [2], приведены в табл. 1.

Из табл. 1 видно, что в исследованном диапазоне значений $J \approx 6...62$, $H/D = 4...16$, $S/D = 2...6$ и $X/H = 0,25...2$, характерных для условий КС ГТД, абсолютный коэффициент чувствительности изменяется в пределах $a = 0,12...0,42$, а относительный

коэффициент чувствительности – в пределах $b = 0,16...0,45$. Последнее означает, что, к примеру, отклонение μ на 1 % от его номинального значения приведет к изменению $\Theta_{c,0}$ на 0,16...0,45 % относительно $\Theta_{c,0,ном}$, а отклонение μ на 6 % – к изменению $\Theta_{c,0}$ на 1,0 ...2,7 %.

Таблица 1

Результаты расчетов

J	H/D	S/D	S/H	X/D	$\Theta_{c,0,ном}$	a	b
6	8	4	0,5	2	0,49	0,27	0,35
6	8	4	0,5	4	0,33	0,20	0,26
6	8	4	0,5	8	0,23	0,16	0,20
6	8	4	0,5	16	0,16	0,13	0,17
62	8	4	0,5	2	0,38	0,27	0,35
62	8	4	0,5	4	0,30	0,24	0,32
62	8	4	0,5	8	0,24	0,23	0,30
62	8	4	0,5	16	0,21	0,22	0,29
6,5	12	4	0,33	12	0,21	0,12	0,16
12,3	12	4	0,33	12	0,20	0,13	0,17
23,4	12	4	0,33	12	0,20	0,15	0,19
60,3	12	4	0,33	12	0,21	0,18	0,23
6	8	2	0,25	8	0,34	0,20	0,26
6	5,7	2,8	0,49	5,7	0,31	0,22	0,28
6	4	4	1	4	0,30	0,24	0,31
60	8	2	0,25	8	0,40	0,30	0,40
60	5,7	2,8	0,49	5,7	0,37	0,31	0,41
60	4	4	1	4	0,35	0,32	0,42
25	8	2	0,25	8	0,36	0,26	0,34
25	8	3	0,38	8	0,27	0,22	0,28
25	8	4	0,5	8	0,22	0,19	0,25
25	8	6	0,75	8	0,17	0,15	0,19
25	16	2	0,13	16	0,32	0,18	0,23
25	12	2	0,17	12	0,33	0,21	0,27
25	8	2	0,25	8	0,36	0,26	0,34
25	6	2	0,33	6	0,39	0,29	0,39
25	4	2	0,5	4	0,46	0,34	0,45
25	8	4	0,5	8	0,22	0,19	0,25
25	5,7	2,8	0,49	5,7	0,32	0,27	0,35
25	4	2	0,5	4	0,46	0,34	0,45
25	8	4	0,5	16	0,18	0,17	0,23
25	5,7	2,8	0,49	11,4	0,27	0,26	0,34
25	4	2	0,5	8	0,34	0,41	0,45
57,3	12	2	0,17	12	0,25	0,35	0,32
25,2	8	2	0,25	8	0,26	0,36	0,34
15,2	6	2	0,33	6	0,27	0,38	0,36
5,6	4	2	0,5	4	0,29	0,42	0,38

Практическая значимость полученных результатов видна из следующих примеров.

Пример 1. В КС малоразмерных ГТД встречаются отверстия с $0,25 < \bar{\ell} < 1,5$, где $\bar{\ell} = \ell/D$ (ℓ – толщина стенки) и неустойчивым режимом истечения, в результате чего измерения коэффициентов расхода показывают большое рассеивание его значений (до 10%) [4]. Из полученного выше диапазона значений относительного коэффициента чувствительности $b = 0,16...0,45$ следует, что неустойчивость режима истечения может приводить к отклонению $\Theta_{c,0}$ на 1,6...4,5% от его номинального значения, т.е. температурное поле, формируемое дырчатым смесителем, весьма стабильно к возмущениям μ .

Пример 2. Целевой показатель абсолютной погрешности численных оценок максимального подгрева газа КС, сформулированный Н. Mongia [5], составляет $\Delta\Theta_{\max} = \pm 0,03$. Исходя из полученных выше диапазонов значений абсолютного и относительного коэффициентов чувствительности $a = 0,12 \dots 0,42$ и $b = 0,16 \dots 0,45$ и в пренебрежении погрешностями иных параметров, кроме μ , получим, что для обеспечения указанного выше различия по $\Theta_{\max}$ абсолютная погрешность численных оценок коэффициентов расхода отверстий ЖТ должна составлять не более $\Delta\mu = \Delta\Theta_{\max}/a = 0,07 \dots 0,25$, а относительная (при $\Theta_{\max, \text{ном}} = 0,3$) – не более $\delta\mu = \delta\Theta_{\max}/\Theta_{\max, \text{ном}}/b = 22 \dots 63\%$. Если погрешности расчетных оценок коэффициентов расхода отверстий ЖТ превышают указанные выше значения, то обеспечить значение $\Delta\Theta_{\max} = \pm 0,03$ невозможно.

Выполненное исследование позволило количественно оценить степень влияния коэффициента расхода отверстий дырчатого смесителя на температурную неравномерность потока за ним. Направления дальнейших исследований авторы видят в установлении

«нижнего» предела допустимой погрешности расчетных оценок коэффициента расхода отверстий ЖТ.

Литература

1. Нарезный Э.Г. Камеры сгорания судовых газотурбинных установок / Э.Г. Нарезный, А.В. Сударев. – Л.: Судостроение, 1973. – 232 с.
2. Holdeman J.D. Mixing of a Row of Jets with a Confined Crossflow / J.D. Holdeman, R.E. Walker // *AIAA Journal*, Vol. 54, Feb. 1977. – PP. 243-249.
3. Кузьмик П.К. Системы автоматизированного проектирования. Кн. 5. Автоматизация функционального проектирования / П.К. Кузьмик, В.Б. Маничев; под ред. И.П. Норенкова. – Минск: Вышэйшая школа, 1988. – 141 с.
4. Шейнак А.А. Гидравлика и гидродинамика. Ч.1: Основы механики жидкости и газа / А.А. Шейнак. – М.: МГИУ, 2006. – 266 с.
5. Mongia H.C. A Synopsis of Gas Turbine Combustor Design Methodology Evolution of Last 25 Years / H.C. Mongia // *XV ISABE*. – Bangalore, India. September 3-7, 2001 (ISABE-2001-1086). – 19 p.

Поступила в редакцию 21.05.2010

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

ЧУТЛИВІСТЬ ТЕМПЕРАТУРНОЇ НЕРІВНОМІРНОСТІ ПОТОКА ЗА ДІРЧАСТИМ ЗМІШУВАЧЕМ ДО ВІДХИЛЕНЬ КОЕФІЦІЄНТА ВІТРАТИ ОТВОРІВ

В.Є. Костюк, О.І. Кирилаш

Досліджено ступінь впливу коефіцієнта витрати отворів дірчастого змішувача, що має конструкцію, характерну для основних камер згоряння ГТД, на температурну нерівномірність потоку за ним на основі аналізу аналітичних залежностей, узагальнюючих експериментальні дані про розподіл температури в області, нижче за течією від ряду холодних струменів, які вдуваються по нормалі в гарячий потік, обмежений стінками. Показано, як за допомогою цих коефіцієнтів можна оцінити стабільність температурного поля газу за наявності дестабілізуючих факторів, що впливають на коефіцієнт витрати отворів, і правильно призначити цільові показники точності його розрахункових оцінок.

Ключові слова: камера згоряння, дірчастий змішувач, температурне поле газу, коефіцієнт витрати отворів, збурення, аналіз чутливості, точність розрахункових оцінок

SENSITIVITY OF THE FLOW TEMPERATURE NONUNIFORMITY BEHIND PERFORATED MIXER TO THE ORIFICE DISCHARGE COEFFICIENT DEFLECTIONS

V. Ye. Kostyuk, Ye. I. Kirilash

The influence degree of the orifice discharge coefficient of the perforated mixer that has the design typical for the gas turbine main combustion chambers on the flow temperature nonuniformity behind it is investigated. It is based on the analysis of the analytical dependences generalized experimental temperature distribution data downstream of the cold jets row normal injected into wall-bounded hot flow. It is shown how gas temperature field stability can be estimated with the help of these coefficients under destabilizing factors influencing on the orifice discharge coefficient and how goal accuracy indices of it calculated evaluations are correctly set.

Key words: combustion chamber, perforated mixer, gas temperature field, orifice discharge coefficient, perturbations, sensitivity analysis, calculated evaluations accuracy.

Костюк Владимир Евгеньевич – канд. техн. наук, с.н.с., ведущий научный сотрудник кафедры конструкции авиационных двигателей и энергетических установок Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@ic.kharkov.ua.

Кирилаш Елена Ивановна – аспирант кафедры конструкции авиационных двигателей и энергетических установок Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@ic.kharkov.ua.

УДК 621.577

Н.И. РАДЧЕНКО, РАМИ ЭЛ ГИРБИ

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

ОХЛАЖДЕНИЯ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТД ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИМИ УСТАНОВКАМИ В УСЛОВИЯХ ПЕРЕМЕННЫХ ТЕМПЕРАТУРЫ И ВЛАЖНОСТИ

Рассмотрено применение эжекторных теплоиспользующих холодильных машин, утилизирующих теплоту уходящих газов газотурбинных двигателей для охлаждения и осушения воздуха на входе в условиях переменных температуры и относительной влажности наружного воздуха. Определены значения снижения температуры воздуха и количества отводимой влаги при разных тепловлажностных условиях. Показана эффективность применения эжекторных теплоиспользующих холодильных машин для охлаждения и осушения воздуха на входе ГТД с учетом годовых и суточных изменений температуры и относительной влажности наружного воздуха.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, осушение воздуха, поверхностное охлаждение, теплоиспользующая холодильная машина, температура, влажность воздуха.

Анализ проблемы и постановка цели исследования

Климатические условия приморских регионов большинства государств отличаются повышенной влажностью по сравнению с остальной территорией, что требует дополнительных затрат энергии на осушение воздуха в процессе его охлаждения в установках кондиционирования воздуха жилых, офисных, торговых, развлекательных и других комплексов. В теплые периоды и в южных регионах соотношение тепловлажностных параметров воздуха (температуры и относительной влажности ϕ) подвержено значительным суточным и сезонным колебаниям. Соответственно изменяются потребности в холоде – тепловые нагрузки установок кондиционирования воздуха и энергетические затраты на их работу.

Последние четверть века во многих странах широкое распространение получили автономные теплоэлектрогенерирующие (когенерационные) установки на базе газотурбинных двигателей (ГТД) [1, 2]. Эффективность работы ГТД существенно зависит от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$: с повышением температуры $t_{\text{нв}}$ на 10 °С мощность ГТД уменьшается на 5...9% [3, 4], что ставит остро проблему снижения температуры воздуха на их входе.

Поскольку тепловой потенциал отработавших газов ГТД достаточно высокий (около 500 °С для ГТД простой схемы или на входе в утилизационный котел когенерационной ГТУ) и при повышенных температурах наружного воздуха (соответственно, сокращении или отсутствии потребности в тепловой

энергии) оказывается не задействованным, то для предварительного охлаждения наружного воздуха на входе ГТД целесообразно применять теплоиспользующие холодильные машины (ТХМ). Холодопроизводительность ТХМ может быть использована и для охлаждения воздуха в системах кондиционирования. Энергетические установки комбинированного производства электрической (механической) и тепловой энергии, а также холода получили название тригенерационных и считаются весьма перспективными [2].

Цель работы – оценка эффективности охлаждения с осушением воздуха на входе ГТД теплоиспользующей холодильной машиной в условиях переменных температуры и влажности атмосферного воздуха.

Изложение результатов исследования

Эффективность применения энерго-установок автономного тепло-холодо- и электроснабжения (тригенерационного типа) определяются климатическими условиями их эксплуатации. Об изменении тепловлажностных параметров наружного воздуха (температуры t , относительной влажности ϕ и влагосодержания d) в течение 2009 года можно судить по рис. 1.

Как видно, начиная с 6-го месяца в течение полугода температура наружного воздуха сохраняется на уровне $t = 25...30$ °С, тогда как относительная влажность – пониженной: $\phi = 40...50$ %. При этом влагосодержание d не превышает 10 г/кг с.в. Повышенные температуры сравнительно сухого воздуха

(малая доля явного тепла в общем теплосодержании воздуха) благоприятствуют его охлаждению в поверхностных теплообменниках при сравнительно небольших затратах холода, связанных с отводом теплоты конденсации водяных паров.

В течение другого полугодия температура несколько ниже: $t = 15...20\text{ }^{\circ}\text{C}$, а относительная влажность выше: $\phi = 50...60\%$, а в зимние месяцы $\phi = 60...70\%$. При меньшей потребности в холоде в этот период поверхностное охлаждение влажного воздуха с его осушением можно использовать для получения весьма дефицитной пресной воды.

Поскольку потребность холода в процессах охлаждения воздуха с осушением зависит от соотношения его температуры t и влажности ϕ , то необходимо учитывать их колебания в течение суток (рис. 2).

Как видно, суточные изменения температуры t и относительной влажности ϕ наружного воздуха характеризуются наличием противоположно направленных экстремумов: максимальным дневным температурам $26...28\text{ }^{\circ}\text{C}$ соответствуют минимумы влажности $\phi = 35...40\%$.

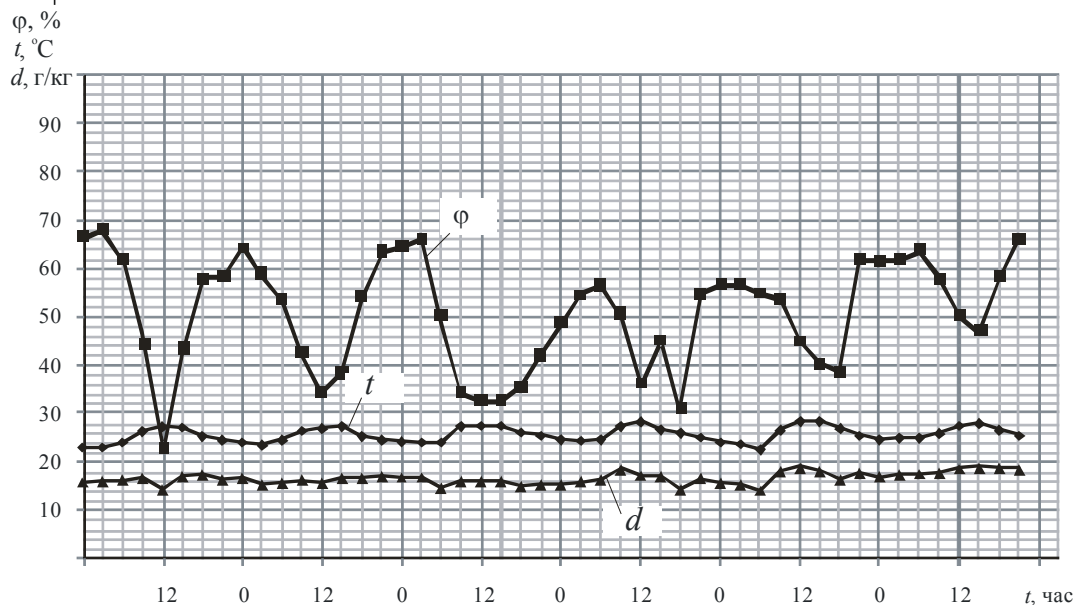


Рис. 2. Диаграммы суточных изменений температуры t , относительной влажности ϕ и влагосодержания d наружного воздуха, июль 2009 года (г. Триполи, Ливия)

Поскольку при этом имеет место повышенная доля явного тепла в общем теплосодержании влажного воздуха, то для его охлаждения в поверхностных теплообменниках требуется меньшее количество холода. Возрастание разности температур воздуха по сухому и мокрому термометрам при пониженной его влажности ϕ способствует повышению эффективности испарительного охлаждения воздуха его увлажнением до точки насыщения. Таким образом, характер дневных экстремумов тепловлажностных параметров наружного воздуха благоприятный

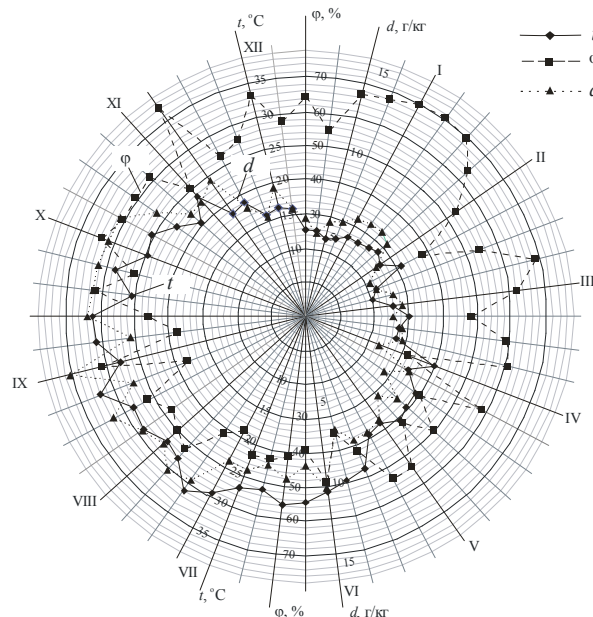


Рис. 1. Диаграммы изменения температуры t , относительной влажности ϕ и влагосодержания d наружного воздуха в течение 2009 года (г. Триполи, Ливия)

для эффективного применения как поверхностного, так и испарительного охлаждения.

В ночное время, наоборот, минимум температуры наружного воздуха совпадает с максимальной его влажностью: $\phi = 60\%$ и более. При этом охлаждение влажного воздуха требует повышенного отвода теплоты, и прежде всего, теплоты конденсации водяных паров. Процесс характеризуется значительным влаговыведением. Отводимую при этом воду можно аккумулировать и использовать как для бытовых целей, так и для испарительного охлажде-

ния воздуха на входе ГТД или при сжатии воздуха в компрессоре ГТД (внутреннее испарительное охлаждение) [3, 4], например, в дневное время при пиковых тепловых нагрузках в комбинации с поверхностным охлаждением.

В качестве ТХМ рассмотрено конструктивно наиболее простые и надежные в эксплуатации эжекторные ТХМ (ЭТХМ) [5, 6]. Схема ЭТХМ для охлаждения воздуха перед компрессором ГТД приведена на рис. 3.

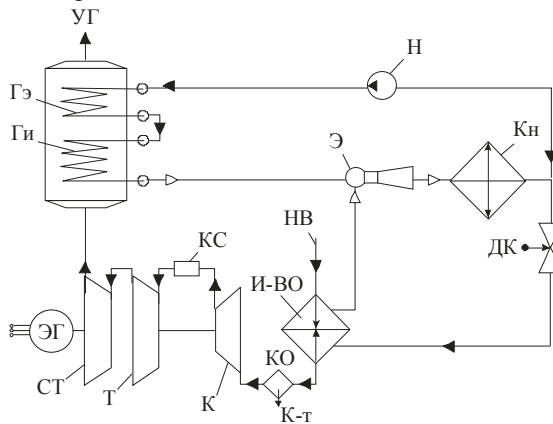


Рис. 3. Схема ГТД с ЭТХМ, использующей теплоту уходящих газов для охлаждения воздуха на входе компрессора ГТД:

К – компрессор; КС – камера сгорания; Т – турбина; СТ – силовая турбина; ЭГ – электрогенератор; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; Гэ и Ги – экономайзерная и испарительная секции генератора пара НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор НРТ; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; КО – каплеотделитель; К-т – конденсат; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы

Применение в ЭТХМ низкикопийных рабочих тел (НРТ) обеспечивает глубокую утилизацию теплоты уходящих газов и охлаждение наружного воздуха до низких температур без необходимости поддержания вакуума в И-ВО.

ЭТХМ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур служит для получения паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для сжатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из И-ВО холодильного контура, до давления в конденсаторе. Эжектор совмещает функции детандера паросилового контура (расширение пара происходит в его сопле) и компрессора холодильного контура (повышение давления пара, всасываемого из И-ВО, происходит в камере смешения и диффузоре).

Тепловая эффективность ЭТХМ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_{\text{Г}}$, который представляет собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от наружного воздуха в испарителе И-ВО) к количест-

ву теплоты $Q_{\text{Г}}$, подведенной в генераторе к НРТ от уходящих газов. Тепловой коэффициент ζ возрастает с повышением температур кипения в генераторе $t_{\text{г}}$ и испарителе t_0 и снижением температуры конденсации $t_{\text{к}}$. Для экологически безопасных хладагентов R142B и R600 (н-бутан), тепловой коэффициент $\zeta = 0,2 \dots 0,35$.

На рис. 4 в диаграмме d-I (влажность-удельная энтальпия) влажного воздуха показаны процессы охлаждения воздуха в И-ВО на входе компрессора ГТД при относительной влажности $\phi_1 = 50\%$ и температурах наружного воздуха на входе в И-ВО $t_{\text{в}1} = 25; 30$ и 35°C . Параметры воздуха на выходе из И-ВО: $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$ и $\phi_2 = 80 \dots 100\%$.

Направление процессов А-Б охлаждения влажного воздуха в диаграмме d-I определяется коэффициентом влаговываждения ξ , который представляет собой отношение полного количества теплоты, отведенной от влажного воздуха в охладителе, к явному, определяемому разностью температур по сухому термометру: $\xi = (I_{\text{в}1} - I_{\text{в}2}) / [c_{\text{вл}} \cdot (t_{\text{в}1} - t_{\text{в}2})] = (I_{\text{А}} - I_{\text{Б}}) / [c_{\text{вл}} \cdot (t_{\text{А}} - t_{\text{Б}})]$; $c_{\text{вл}}$ – теплоемкость влажного воздуха $c_{\text{вл}} = 1,01 + 1,89d$; d – влажностное содержание, кг/кг; $t_{\text{в}1}$ и $t_{\text{в}2}$ – температуры воздуха на входе и выходе из охладителя по сухому термометру; $I_{\text{в}1}$ и $I_{\text{в}2}$ – энтальпии влажного воздуха на входе и выходе из охладителя, $I_{\text{в}} = c_{\text{вл}} \cdot t_{\text{в}} + 1,89d$, кДж/кг.

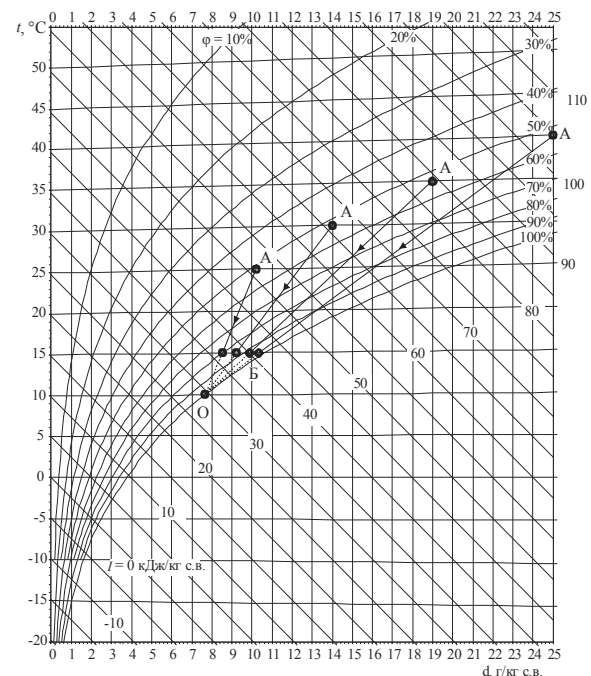


Рис. 4. Процессы охлаждения воздуха в И-ВО на входе ГТД: А – воздух на входе И-ВО; Б – воздух на выходе; А-Б – охлаждение воздуха в И-ВО

Чем более круто проходит луч процесса охлаждения, тем меньше ξ и, следовательно, меньшее количество теплоты необходимо отвести от влажно-

го воздуха для снижения его температуры на одну и ту же величину.

Снижение температуры Δt_b воздуха в И-ВО и удельное количество влаги G_w , кг/ч, отведенной от воздуха и приходящейся на единичный расход воздуха $G_b = 1$ кг/с; требуемые удельные холодопроизводительность $\bar{q}_0$ и теплотребление (тепловая нагрузка на генератор) $\bar{q}_r$, коэффициенты влаговываждения ξ в зависимости от температуры наружного

воздуха на входе t_{b1} при относительной его влажности $\phi_1 = 50$ и 70% в процессе охлаждения до температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ приведены на рис. 5. При этом требуемые удельная холодопроизводительность, приходящаяся на единичный расход воздуха $G_b = 1$ кг/с, $\bar{q}_0 = \Delta I_b$, кДж/кг, и соответствующее удельное теплотребление $\bar{q}_r = q_0/\xi$, кВт. Удельное количество влаги $G_w = G_b \Delta d$, где Δd – изменение влагосодержания воздуха в процессе его охлаждения (рис. 4).

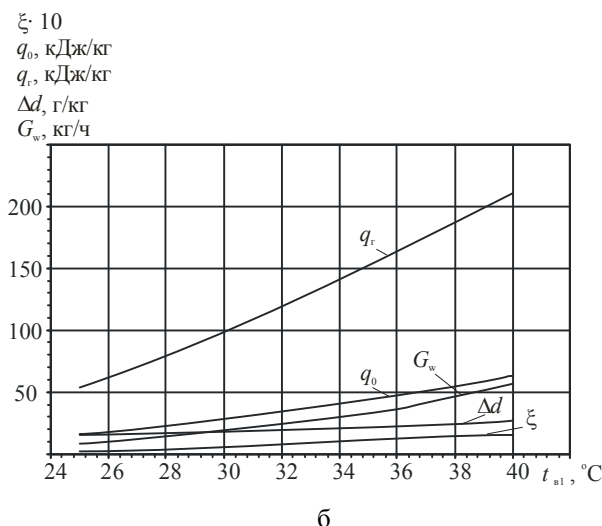
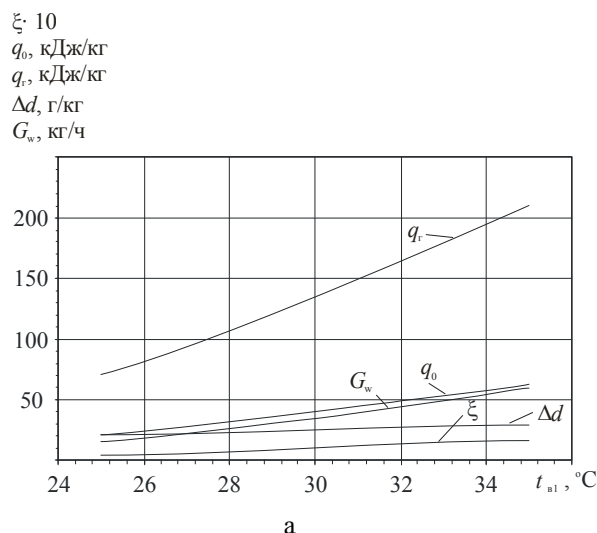


Рис. 5. Снижение температуры Δt_b воздуха в И-ВО и удельное количество влаги G_w , кг/ч, отведенной от воздуха и приходящейся на единичный расход воздуха $G_b = 1$ кг/с; требуемые удельные холодопроизводительность $\bar{q}_0$ и теплотребление (тепловая нагрузка на генератор) $\bar{q}_r$, коэффициенты влаговываждения ξ в зависимости от температуры наружного воздуха на входе t_{b1} в процессе его охлаждения воздуха до температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ при относительной влажности наружного воздуха ϕ : а – $\phi = 70\%$; б – $\phi = 50\%$

Из рис. 5 видно, что параметры процессов охлаждения при повышенной относительной влажности наружного воздуха $\phi = 70\%$, но меньшей на 5°C его температуре (рис. 3, а), и при меньшей влажности $\phi = 50\%$ и большей на 5°C температуре t_{b1} примерно одинаковы. В обоих случаях в процессе охлаждения наружного воздуха расходом $G_b = 1$ кг/с и температурой $t_{b1} = 35^\circ\text{C}$ (рис. 5, а) и $t_{b1} = 40^\circ\text{C}$ (рис. 5, б) до температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ можно отвести около 60 кг/ч влаги. Более резкое уменьшение количества отводимой влаги с понижением t_{b1} при меньшей исходной относительной влажности наружного воздуха $\phi = 50\%$ (рис. 5, а) объясняется меньшей долей влаги в воздухе (меньшим значением коэффициента влаговываждения ξ , определяющим более крутой характер процесса охлаждения в диаграмме d-I (влагосодержание-удельная энтальпия) влажного воздуха на рис. 4). При одной и той же температуре $t_{b1} = 35^\circ\text{C}$ и большей относительной влажности наружного воздуха $\phi = 70\%$ для охлаждения воздуха на одну и ту же величину $\Delta t_b = t_{b1} - t_{b2} = 20^\circ\text{C}$ требуется примерно на 30 % большие затраты холодопроиз-

водительности и теплоты на ее получение в ЭТХМ: $\bar{q}_0 = 65$ кДж/кг и $\bar{q}_r = 210$ кДж/кг против $\bar{q}_0 = 45$ кДж/кг и $\bar{q}_r = 150$ кДж/кг при $\phi = 50\%$.

С учетом того, что с понижением температуры наружного воздуха на 10°C мощность ГТД увеличивается на 5...9% [3, 4], охлаждение воздуха на входе компрессора ГТД на 20°C обеспечивает повышение мощности ГТД на 10...20 %.

Выводы

Охлаждение воздуха на входе ГТД на 20°C в ЭТХМ с использованием теплоты уходящих газов обеспечивает повышение мощности ГТД на 10...20 %.

Вода, отводимая в процессе охлаждения с осушением, может использоваться для бытовых нужд, а также для испарительного охлаждения воздуха перед компрессором ГТД или внутреннего испарительного охлаждения при сжатии воздуха в компрессоре ГТД в комбинации с поверхностным ох-

лаждением, например, в дневное время при пиковых тепловых нагрузках.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований МОН Украины в рамках гранта Президента Украины.

Литература

1. Nixdorf M. *Thermo-economic analysis of inlet air conditioning methods of a cogeneration gas turbine plant* / M. Nixdorf, A. Prelipceanu, D. Hein // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2002-30561. – 10 p.

2. Campanary S. *Technical and tariff scenarios effect on microturbine trigenerative applications* / S. Campanary, E. Macchi // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2003*. – Paper GT-2003-38275. – 10 p.

3. Bhargava R. *Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging* / R. Bhargava, C.B. Meher-Homji // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.

4. *Parametric analysis of combined cycles equipped with inlet fogging* / R. Bhargava, M. Bianchi, F. Melino, A. Peretto // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2003-38187. – 12 p.

5. Радченко А.Н. Предварительное охлаждение воздуха ГТД эжекторными теплоиспользующими установками / А.Н. Радченко // *Зб. наук. пр. НУК*. – 2009. – Вип. 2 (425). – С. 132-136.

6. Радченко А.Н. Оценка эффективности комплексного охлаждения циклового воздуха ГТД эжекторными теплоиспользующими установками / А.Н. Радченко, А.В. Бойко // *Зб. наук. праць НУК*. – 2009. – Вип. 5 (428). – С. 122-126.

Поступила в редакцию 28.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Е. Лагутин., Одесская государственная академия холода, Одесса.

ОХОЛОЖДЕННЯ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТД ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ В УМОВАХ ЗМІННИХ ТЕМПЕРАТУРИ ТА ВОЛОГОСТІ

М.І. Радченко, Рамі Ел Гірбі

Розглянуто застосування ежекторних тепловикористовуючих холодильних машин, що утилізують теплоту відхідних газів газотурбінних двигунів для охолодження та осушення повітря на вході в умових змінних температури та відносної вологості зовнішнього повітря. Визначені значення зниження температури повітря та кількості відведеної вологи за різних тепловологісних умов. Показана ефективність застосування ежекторних тепловикористовуючих холодильних машин для охолодження та осушення повітря на вході ГТД з урахуванням річних і добових змін температури та відносної вологості зовнішнього повітря.

Ключові слова: газотурбінний двигун, осушення повітря, поверхневе охолодження, тепловикористовуюча холодильна машина, температура, вологість повітря.

COOLING OF AMBIENT AIR AT THE INLET OF GTE BY WASTE HEAT RECOVERY REFRIGERATION MACHINES AT CHANGEABLE TEMPERATURE AND HUMIDITY CONDITIONS

N.I. Radchenko, Rami El Girbi

The application of ejector waste heat recovery refrigeration machines, utilizing heat of exhaust gases of gas turbine engines for cooling and drying of air at the inlet, at changeable temperature and relative humidity conditions has been considered. The values of air temperature drop and quantity of water extracted at various heat-humidity conditions were estimated. The effectiveness of application of ejector waste heat recovery refrigeration machines for cooling and drying of air at the inlet of GTE by taking into account annular and daily changes in temperature and relative humidity of ambient air was shown.

Key words: gas turbine engine, air drying, surface cooling, waste heat recovery refrigeration machine. temperature, humidity of air.

Радченко Николай Иванович – д-р техн. наук, проф., проф. кафедры, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Эль Гирби Рами – аспирант, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

УДК 621.438

М.А. ТАРАСЕНКО

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОМЕЖУТОЧНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ГТД РАЗНЫХ СХЕМ НА ЧАСТИЧНЫХ РЕЖИМАХ

Рассматривается газотурбинный двигатель (ГТД) для электростанции, имеющий теплоутилизационный контур (ТУК) и промежуточное охлаждение в компрессоре. Компрессор считается состоящим из двух агрегатов. Компрессор до воздухоохладителя может иметь отдельный привод. В однокаскадных машинах при переходе на частичный режим приходится уменьшать температуру цикла, что может вызвать срыв утилизации. Для машин со свободной силовой турбиной ситуация лучше. Меняя температуру промежуточного охлаждения можно поддерживать кпд установки достаточно высоким в широком диапазоне мощностей. Приведены результаты расчета для ГТД с разными схемами.

Ключевые слова: ГТД, ТУК, компрессор, промежуточное охлаждение, кпд, расход, температура цикла.

Введение

Особенностью однокаскадных ГТД, работающих на генератор является практически постоянная скорость вращения. При работе на частичном режиме расход воздуха (газа) через турбомашину меняется незначительно. Поэтому уменьшение мощности достигается понижением температуры цикла. Резкое понижение температуры цикла на частичных режимах может вызвать срыв работы ТУК и резкое понижение КПД. Промежуточное охлаждение циклового воздуха в ГТД с ТУК оправдано тем, что, меняя температуру воздуха на выходе из промежуточного охладителя, можно менять мощность двигателя с незначительным понижением температуры и без срыва ТУК.

1. Формулирование проблемы

Требуется получить КПД двигателя в зависимости от температуры воздуха за воздухоохладителем при постоянной мощности, развиваемой двигателем. Анализируя полученную зависимость, можно указать то значение температуры воздуха за воздухоохладителем, при котором КПД для конкретного частичного режима максимальный. Получив такие зависимости для всего диапазона мощностей, можно предложить алгоритм изменения температуры воздуха за воздухоохладителем на частичных режимах. Во всех ГТД сложных схем важным считается вопрос потерь в теплообменных аппаратах. В данной работе автор пытается уделить этому вопросу особое внимание. Потери в теплообменных аппаратах рассматриваются на частичных режимах, более того, учитывается изменение температур на их величину. Потери в теплообменных аппаратах разбиты на две части – потери на входе и потери на выходе, что позволяет более точно учесть особенности рассматриваемого режима.

1.1. Общие соображения

В работе [2] показано, что степень восстановления полного давления на частичном режиме можно определить из следующего выражения

$$1 - v = (1 - v_{кр}) \left(q_{in}^2 / \bar{\varepsilon} \right), \quad (1)$$

где $v_{кр}$ – степень восстановления полного давления при критическом истечении; $\bar{\varepsilon} = \varepsilon(\lambda) / \varepsilon(1)$; q , ε – газодинамические функции. Часто в газодинамике используют параметр расхода [1] $g = \frac{G \cdot \sqrt{T}}{P}$ или $\bar{g} = \frac{g}{g_n} = \frac{G \cdot \sqrt{T}}{P} \cdot \frac{P_n}{G_n \cdot \sqrt{T_n}}$, где $\bar{g}$ – отношение параметра расхода к этому же параметру на номинальном режиме.

Можно показать, что $q = \bar{g} \cdot q_n$ при этом следует учитывать, что g и q не одно и то же. Вместо $v_{кр}$ можно задаться λ_n на номинальном режиме или для $\lambda_n = 0,5$ воспользоваться формулой

$$v_{кр} = 1 - 2,8(1 - v_n). \quad (2)$$

Автор статей [2, 3] любезно предоставил следующие процедуры, позволяющие определить параметры элементов ГТД:

– для устройств типа «гидравлическое сопротивление»:

$$v = v(\bar{g}_{in}, v_n, v_{кр}, k), \quad (3)$$

$$v = v(\bar{g}_{ou}, v_n, v_{кр}, k); \quad (4)$$

– для устройства типа компрессор

$$\pi_k = \pi_k(\bar{n}_{пр}, \bar{g}_{ou}, \eta_n, \eta_{оун}, \eta_{инн}, \pi_{кн}), \quad (5)$$

$$\bar{g}_{ou} = \bar{g}_{ou}(\bar{n}_{пр}, \bar{g}_{in}, \eta_n, \eta_{оун}, \eta_{инн}, \pi_{кн}); \quad (6)$$

– для устройства типа турбина

$$\pi_T = \pi_T(g_{оп}, \pi_{Тн}, \pi_{Ткр}, \eta). \quad (7)$$

Применим зависимости (4)–(7) к ГТД, схема которого представлена на рис. 1.

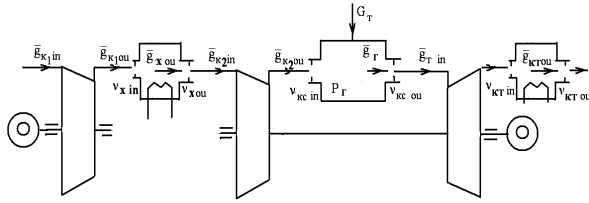


Рис. 1. Схема ГТД

Предполагается возможность регулирования температуры за ОЦВ путем частотного управления электродвигателем насоса охлаждающей воды.

Параметры ГТД на частичном режиме определяются в следующей последовательности:

1. Задаемся относительным параметром расхода воздуха на выходе из компрессора 1 – $\bar{g}_{k1ou}$.

2. С помощью метода (5) определяем π_{k1} , $\bar{\theta}_1$ и $\bar{g}_{k1in}$. Затем с помощью метода (4) определяем v_{bx} .

3. Определяем относительный параметр расхода воздуха в охладителе

$$\bar{g}_{xou} = \bar{g}_{k1ou} \frac{v_{xin}}{v_{xou}} \sqrt{\frac{\bar{T}_x}{\bar{T}_{k1ou}}},$$

где $\bar{T}_x$ – относительная температура за охладителем; $\bar{T}_{k1ou} = \bar{T}_0 \cdot \bar{\theta}_1$ – температура на входе в охладитель.

С помощью метода (3) определяем v_{xou} и находим $P_{k2in} = \pi_{k1} P_0 v_{bx} \cdot v_{xin} \cdot v_{xou}$ – давление на входе в компрессор 2.

4. Вычисляем относительный параметр расхода воздуха на входе в компрессор 2

$$\bar{g}_{k2in} = \bar{g}_{xou} \cdot (v_{xou} / v_{xin})$$

и, используя метод (6), определяем $\bar{g}_{k2ou}$, а также остальные параметры потока за компрессором 2.

5. Определяем давление в камере сгорания $\bar{P}_r = \bar{P}_v \cdot (v_{kin} / v_{kcin})$, вычислив v_{kcin} с помощью метода (3).

В рассматриваемой схеме два компрессора и поэтому параметр расхода за вторым компрессором есть параметр расхода на входе в камеру сгорания.

Этот факт не снижает общности методики. Компрессоров может быть сколько угодно, и, переходя от одного к другому, с помощью методов (5) и (6) можно найти параметры на входе в камеру сгорания.

6. Задаемся расходом газа на выходе из камеры сгорания $\bar{g}_r$.

7. Определяем относительный расход топлива в камере сгорания

$$\bar{G}_T = \left(\kappa_{kc} \bar{g}_r \bar{P}_r \sqrt{\bar{T}_r} - \bar{g}_v \bar{P}_v \sqrt{\bar{T}_v} \right) / (\kappa_{kc} - 1),$$

$$\text{где } \kappa_{kc} = \frac{C_{pg} g_{gn} P_{gn}}{C_{pv} g_{vn} P_{vn}} \sqrt{\frac{T_{gn}}{T_{vn}}}.$$

8. С помощью метода (3) находим v_{kcou} и определяем относительный параметр расхода газа на входе в турбину 1 – $\bar{g}_{t1in} = \bar{g}_r \cdot v_{kcou}$. Используя метод (7), находим параметры на выходе из турбины и переходим к следующей. И так до газохода.

9. Определяем давление в камере сгорания с помощью параметров турбинного тракта. Если это давление больше давления, вычисленного с помощью компрессорного тракта, то уменьшаем $\bar{g}_r$ и повторяем пункты 6–9 до совпадения давлений.

10. Если машина однокаскадная, то скорость ее вращения известна. Мощность, отдаваемая генератору, определится из формулы

$$\bar{N}_r = \left(\bar{N}_t - \bar{N}_k \frac{N_{kh}}{N_{th}} \right) / \left(1 - \frac{N_{kh}}{N_{th}} \right), \quad (8)$$

где $\bar{N}_t$ – относительная мощность турбины; $\bar{N}_k$ – относительная мощность, потребляемая компрессором (компрессорами).

Относительные мощности турбины и компрессора можно вычислить по следующим формулам:

$$\bar{N}_t = \bar{g}_{in} \bar{P}_{in} \sqrt{\bar{T}_{in}} \frac{1 - \theta}{1 - \theta_n}; \quad (9)$$

$$\bar{N}_k = \bar{g}_{in} \bar{P}_{in} \sqrt{\bar{T}_{in}} \frac{\theta - 1}{\theta_n - 1}. \quad (10)$$

В формуле (9) θ – отношение температуры на выходе из турбины к температуре на входе в нее, а в формуле (10) θ – отношение температуры на выходе из компрессора к температуре на входе в него.

Если двигатель имеет свободную силовую турбину, то необходимо определить скорость вращения контуров из баланса мощностей (9)–(10). Если мощность компрессора выше мощности турбины, то заданную скорость вращения контура надо понижать. Если мощность турбины больше, то повышать.

После завершения баланса на режиме определяем КПД цикла по следующей формуле

$$\bar{\eta} = \bar{N}_r / \bar{G}_T.$$

2. Решение проблемы

Цель дальнейшего анализа – определить КПД двигателя в зависимости от температуры за воздухоохладителем. Результаты приведены на рис. 2. На рис. 2 представлен сравнительный анализ различных ГТД с ТУК и промощением. Каждый из двигателей на расчетном режиме имеет $\pi_k = 15$ и одинаковое КПД элементарной ступени турбомшины.

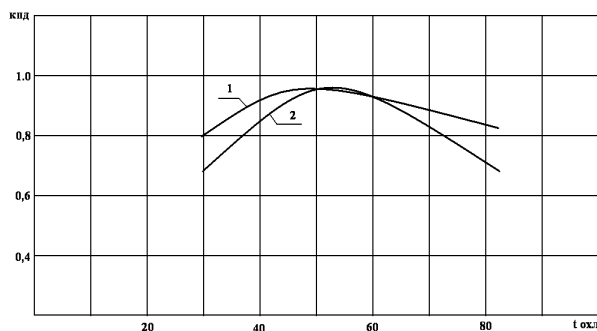


Рис. 2. Зависимости КПД двигателя от температуры за воздухоохладителем на режиме 0,7 от номинального:
1 – со свободной силовой турбиной;
2 – однокаскадный

В схеме с промехлаждением при определении КПД цикла учтены КПД привода компрессора 1 и мощность, необходимая на привод этого компрессора. Потери полного давления для машин с промехлаждением одинаковы.

Анализ графиков рис. 2 позволяет указать оптимальную с точки зрения КПД температуру воздуха за воздухоохладителем. Разумеется, такие графики можно построить для всего диапазона мощностей и дать рекомендации по выбору температуры воздуха за воздухоохладителем.

Заклучение

Промежуточное охлаждением циклового воздуха в ГТД с ТУК можно рассматривать как средство для обеспечения утилизации на частичных режимах.

Наибольшая эффективность ГТД может быть достигнута, если применить отдельный привод (это может быть паровая турбина ТУК) для первого компрессора. Однако такое регулирование понижает запас устойчивости двигателя.

Литература

1. Нечаев Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч. I / Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров. – М.: Машиностроение, 1977. – 312 с.
2. Тарасенко А.А. Частичные режимы устройств типа газодинамическое сопротивление в судовых ГТД / А.А. Тарасенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 8 (55). – С. 56-58.
3. Тарасенко А.А. Применение обобщенных зависимостей для построения характеристик компрессоров с помощью ЭВМ / А.А. Тарасенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 7 (64) – С. 74-77.

Поступила в редакцию 27.05.2010

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

ОПТИМАЛЬНЕ ПРОМІЖНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ ГТД РІЗНИХ СХЕМ НА ЧАСТКОВИХ РЕЖИМАХ

М.О. Тарасенко

Розглядається газотурбінний двигун (ГТД) для електростанції, який має теплоутилізуючий контур (ТУК) та проміжне охолодження в компресорі. Компресор вважається побудованим з двох агрегатів. Компресор до повітроохолоджувача може мати окремий привод. В однокаскадних машинах при переході на частковий режим доводиться зменшувати температуру циклу, що може призвести до зриву утилізації. Для машин з вільною силовою турбіною ситуація краще. Змінюючи температуру промехлодження можливо підтримувати ккд на досить високому рівні у широкому діапазоні потужностей. Наведено результати розрахунків для ГТД з різними схемами.

Ключові слова: ГТД, ТУК, компресор, проміжне охолодження, ккд, витрата, температура циклу.

OPTIMAL INTERMEDIATE COOLING SINGLE-STAGE GAS-TURBINE ENGINE WITH HRO AND FSC ON PARTIAL REGIME

М.А. Tarasenko

We view single-stage gas-turbine engine (GTE) for electric power station, that has a heat-recovering outline HRO and intermediate cooling in the compressor. Compressor is consist with two units. Compressor could has a separate drive to air-cooler. That compressor is called as free-standing compressor (FSC). Peculiarity of work of the producer machine is constant rate of rotation in all diapason of working regime. (frequency must be constant). During transition on partial regime, expenditure of air is cut down a little (turns are constant), thats why temperature of cycle must be cut down too. Cuting down of the temperature of the cycle demote efficiency and can be reason of the failure of utilization. Changing temperature of intercooling we can uphold efficiency of the setting high enough in the wide range of power.

Key words: GTE, heat-recovering, compressor, intermediate cooling, efficiency, charge, temperature of cycle.

Тарасенко Мария Александровна – инженер, ст. лаб. кафедры механики и конструирования машин Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: tai777@ukrpost.net.

УДК 621.436; 621.57

Р.Н. РАДЧЕНКО¹, Т. БОХДАЛЬ²¹Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина²Кошалинский технический университет, Польша

УТИЛИЗАЦИОННЫЙ ЦИРКУЛЯЦИОННЫЙ ИСПАРИТЕЛЬНЫЙ КОНТУР НИЗКОКИПАЩЕГО РАБОЧЕГО ТЕЛА ДЛЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА ДИЗЕЛЕЙ

Выполнен анализ эффективности теплообмена в испарителях – охладителях воздуха на входе наддувочных компрессоров дизелей. Определены зависимости интенсивности теплопередачи, температурного напора, падения давления кипящего хладагента и плотности теплового потока от массовой скорости хладагента. Предложено схемное решение испарительного контура охлаждения воздуха с рециркуляцией низкокипящего рабочего тела, обеспечивающее за счет исключения завершающей стадии фазового перехода высокую интенсивность теплообмена на всей поверхности испарителя.

Ключевые слова: теплообмен, испаритель, низкокипящее рабочее тело, рециркуляция, охлаждение воздуха, утилизация теплоты, уходящие газы.

Анализ проблемы и постановка цели исследования

С повышением температуры воздуха на входе турбокомпрессоров (ТК) эффективность работы дизелей резко снижается. Улучшить показатели дизелей можно охлаждением воздуха перед ТК с помощью термо-трансформаторов (ТТ), использующих для производства холода теплоту уходящих газов (наддувочного воздуха, охлаждающей дизели воды) [1, 2]. Применение в ТТ низкокипящих рабочих тел (НРТ) позволяет утилизировать теплоту сравнительно невысокого температурного уровня и охлаждать воздух на входе ТК до низких температур (10...15 °С).

Эффективность охлаждения воздуха на входе дизелей зависит от интенсивности кипения НРТ испарителе-воздухоохладителе (И-ВО) ТТ. Чем интенсивнее кипение НРТ, тем выше плотность теплового потока в И-ВО, меньше температурные напоры θ в них между охлаждаемым воздухом и кипящим НРТ, что позволяет охлаждать воздух на входе ТК до более низкой температуры и за счет этого сократить удельный расход топлива дизелей.

На завершающей стадии конвективного испарения НРТ в трубках при переходе от дисперсно-кольцевого к дисперсному режиму течения происходит резкое ухудшение теплопередачи и снижение плотности потока, следствием чего является уменьшение глубины охлаждения воздуха на входе ТК дизелей.

Исключить завершающую стадию испарения НРТ и за счет этого повысить эффективность транс-

формации теплоты можно путем неполного испарения НРТ с рециркуляцией неиспарившегося жидкого НРТ в И-ВО.

Цель исследования – на основе анализа локальной интенсивности теплообмена при кипении НРТ в И-ВО выявить резервы ее повышения и предложить схемное решение испарительного контура НРТ для охлаждения воздуха на входе ТК дизеля, обеспечивающее интенсивный теплообмен в И-ВО.

2. Изложение результатов исследования

Наиболее простыми и надежными являются ТТ эжекторного типа (ТТЭ), в которых функцию компрессора выполняет пароструйный эжектор. Схема системы охлаждения воздуха на входе ТК ДВС с использованием в ТТЭ теплоты уходящих газов и рециркуляцией НРТ в И-ВО инжектором приведена на рис. 1.

ТТЭ состоит из высокотемпературного контура, в котором теплота отводится от уходящих газов в процессе испарения НРТ при высоком давлении и соответственно температуре кипения $t_r = 80...120$ °С в генераторе паров НРТ, и низкотемпературного – холодильного контура, в котором теплота отводится от охлаждаемого воздуха на входе ТК в испарителе НРТ низкого давления при температуре кипения t_0 около 5 °С. Энергия паров НРТ высокого давления используется в эжекторе для поджатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из И-ВО, до давления в конденсаторе. Генератор паров НРТ высокого давления включен в пароконденсатную систему

утилизационного пароводяного котла и является одновременно конденсатором водяного пара. Такое схемное решение обеспечивает работу дизельной

установки по когенерационному циклу с производством тепловой энергии в холодное время и холода – в теплое время.

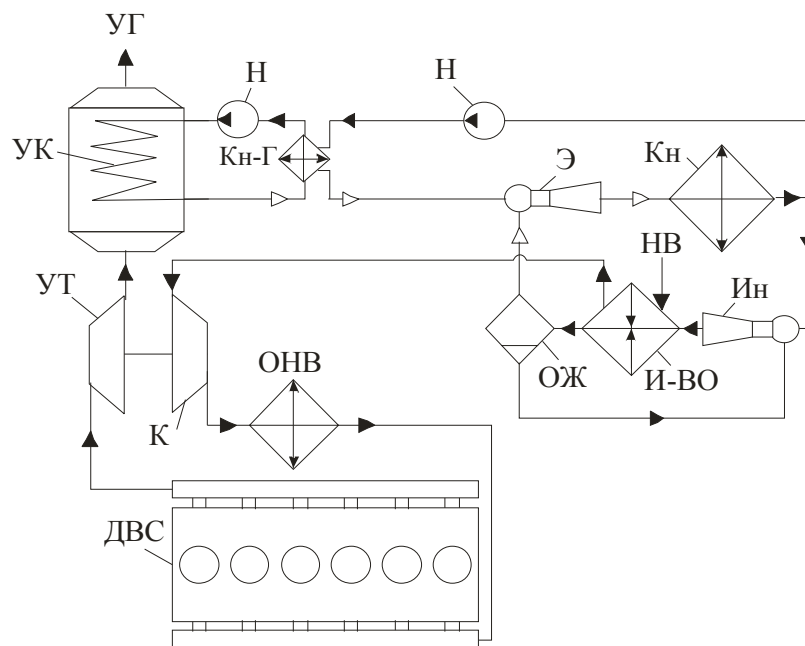


Рис. 1. Схема системы охлаждения воздуха на входе ТК ДВС в ТТЭ с рециркуляцией НРТ в И-ВО инжектором:

УК – утилизационный котел пароводяной; Кн-Г – конденсатор водяного пара-генератор паров НРТ;

Э – эжектор пароструйный; Кн – конденсатор НРТ; Н – насос НРТ;

ОНВ – охладитель наддувочного воздуха водяной; К – компрессор ТК;

УТ – утилизирующая турбина; Ин – инжектор; ОЖ – отделитель жидкости;

НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы

Особенностью ТТЭ на рис. 1 является наличие помимо основного пароструйного эжектора второго струйного аппарата – жидкостного инжектора, осуществляющего рециркуляцию жидкого НРТ в И-ВО. Инжектор использует потенциальную энергию жидкого НРТ высокого давления, поступающего из конденсатора, обычно теряемую при дросселировании. Для сепарации неиспарившегося в И-ВО жидкого НРТ от паров предусмотрен отделитель жидкости, что обеспечивает эжектирование пароструйным эжектором сухого насыщенного пара с максимальным коэффициентом эжекции.

Об интенсивности процесса кипения НРТ в И-ВО, работающем традиционным способом – с полным испарением НРТ, можно судить по изменению коэффициентов теплоотдачи α_a к кипящему НРТ, воздуху α_b и теплопередачи k , плотности теплового потока q , логарифмической разности температур θ между охлаждаемым воздухом и кипящим НРТ, температур воздуха t_b и кипения t_0 НРТ в зависимости от массового паросодержания x НРТ и длины L змеевика И-ВО на рис. 2 и 3.

В качестве НРТ использован хладон R142B. Температуры воздуха на входе и выходе из И-ВО: $t_{b1} = 35^\circ\text{C}$ и $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$.

Как видно, резкое снижение α_a на рис. 2, а происходит на завершающей стадии испарения хладона R142B (при x , близком 1) с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному режиму течения вдоль осушенной поверхности канала (кризис теплоотдачи второго рода [3]).

Следствием этого является уменьшение коэффициента теплопередачи k и плотности теплового потока q . Вполне логично исключить участки поверхности, приходящиеся на дисперсный режим испарения, т.е. перейти на неполный фазовый переход, например, путем рециркуляции НРТ в И-ВО инжектором (рис. 1).

Об эффективности рециркуляции НРТ в И-ВО можно судить по зависимостям коэффициентов теплоотдачи α_a к кипящему НРТ и теплопередачи k , температуры кипения t_0 НРТ и логарифмического температурного напора θ , падения давления кипящего НРТ Δp и плотности теплового потока q от массовой скорости НРТ rw , приведенным на рис. 4 для И-ВО без рециркуляции НРТ (традиционный способ работы И-ВО с полным испарением НРТ) и с рециркуляцией при коэффициенте эжекции $U = 1$.

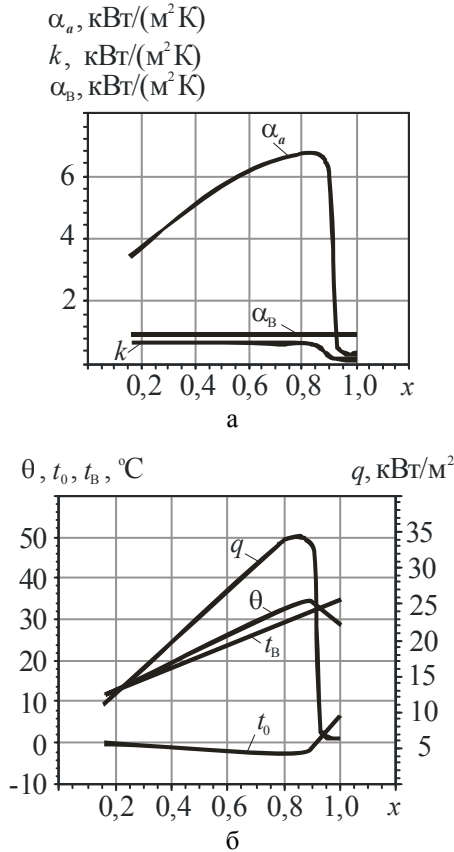


Рис. 2. Изменение коэффициентов теплоотдачи α_a к кипящему НРТ R142В, воздуху α_B и теплопередачи k (а), плотности теплового потока q , логарифмической разности температур θ , температур воздуха t_B и кипения t_0 (б) в И-ВО в зависимости от массового паросодержания x НРТ при $t_{B1} = 35$ °С и $t_{B2} = 10$ °С

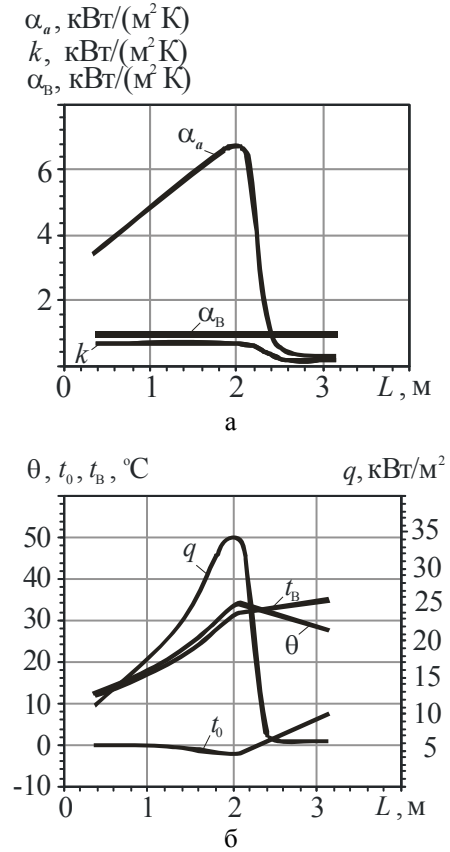


Рис. 3. Изменение коэффициентов теплоотдачи α_a к кипящему НРТ R142В, воздуху α_B и теплопередачи k (а), плотности теплового потока q , логарифмической разности температур θ , температур воздуха t_B и кипения t_0 (б) в И-ВО в зависимости от длины L его змеевика при $t_{B1} = 35$ °С и $t_{B2} = 10$ °С

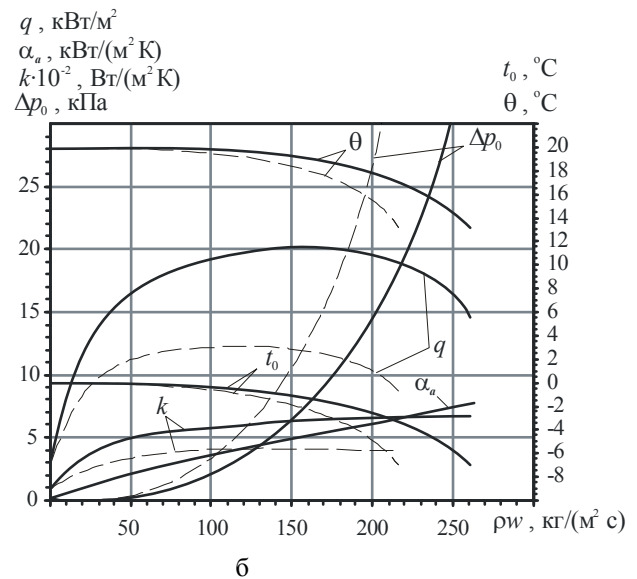
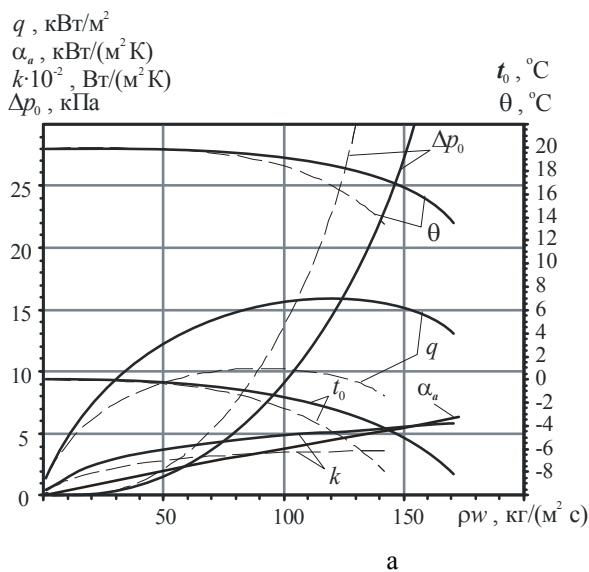


Рис. 4. Коэффициенты теплоотдачи α_a к кипящему НРТ и теплопередачи k , логарифмические температурные напоры θ и температура кипящего НРТ t_0 , падение давления Δp_0 и плотность теплового потока q в зависимости от массовой скорости НРТ ρ_w при скоростях воздуха в И-ВО: — $w_B = 4$ м/с; - - - $w_B = 2$ м/с; а – без рециркуляции НРТ; б – с рециркуляцией НРТ

Коэффициент эжекции – отношение расходов эжектируемого жидкого НРТ низкого давления из отделителя и силового жидкого НРТ высокого давления из конденсатора.

Температура воздуха на входе $t_{в1} = 35$ °С и выходе $t_{в2} = 10$ °С; внутренний диаметр труб $d_{вн} = 0,01$ м. НРТ – хладон R142В.

Как видно, с увеличением rw коэффициенты теплоотдачи α_a и теплопередачи k возрастают, тогда как повышение гидравлического сопротивления ΔP_0 , наоборот, приводит к падению температуры кипения t_0 и, как следствие, температурного напора θ . Такое противоположное влияние массовой скорости rw на коэффициент теплопередачи k (коэффициент теплоотдачи α_a) и температурный напор θ , обуславливает существование максимума плотности теплового потока как функции вида $q = k\theta$. При скорости воздуха $w_b = 4$ м/с максимальная плотность теплового потока в И-ВО без рециркуляции НРТ (рис. 4, а) составляет $q_{\max} \approx 15$ кВт/м², чему соответствует оптимальная массовая скорость $(rw)_{\text{opt}} = 120$ кг/(м²·с), а в И-ВО с рециркуляцией НРТ – соответственно $q_{\max} \approx 20$ кВт/м² и $(rw)_{\text{opt}} = 150$ кг/(м²·с) на рис. 4, б.

Как видно, рециркуляция НРТ в И-ВО обеспечивает повышение плотности теплового потока на 20...25%.

Такое же относительное приращение плотности теплового потока в И-ВО (около 25%) за счет рециркуляции НРТ имеет место и при весьма низкой скорости воздуха $w_b = 2$ м/с: $q_{\max} \approx 10$ кВт/м² без рециркуляции НРТ и $q_{\max} \approx 13$ кВт/м² при рециркуляции.

Если в И-ВО без рециркуляции НРТ температура кипения t_0 снижается от исходного значения на входе $t_0 = 0$ °С до $t_0 = -4$ °С на выходе И-ВО (рис. 4, а), то для И-ВО с рециркуляцией НРТ конечное значение $t_0 = -1$ °С (рис. 4, б), т.е. во втором случае ТТЭ может работать при температуре кипения практически на 3 °С выше, что приводит к возрастанию теплового коэффициента $\zeta = Q_0/Q_r$, который представляет собой отношение произведенного холода Q_0 к потребленному теплу Q_r (теплу, отведенному от уходящих газов в генераторе ТТЭ) и увеличивается с повышением t_0 .

Значительное увеличение максимальных плотностей теплового потока $q_{\max}$ с переходом на неполное испарение свидетельствует о существенном влиянии на теплопередачу и, как следствие, плотность теплового потока именно завершающей – дисперсной стадии испарения с крайне низкой интенсивностью теплоотдачи к кипящему НРТ при высоких значениях паросодержания кипящего НРТ: $x \approx 0,9$, которые связаны с коэффициентом

эжекции U соотношением $x = 1/(1 + U)$. Хотя при этом теплопередача на большей части поверхности И-ВО и лимитируется интенсивностью теплоотдачи к воздуху как более низкой по сравнению с теплоотдачей при кипении НРТ. О последнем свидетельствует и значительное возрастание средней (для всей поверхности И-ВО) плотности теплового потока q с повышением скорости воздуха от $w_b = 2$ м/с до 4 м/с. Еще большее увеличение q с повышением w_b при неполном испарении подтверждает, что низкая интенсивность теплоотдачи к кипящему НРТ именно на завершающей стадии испарения сдерживает рост средней плотности теплового потока q за счет повышения w_b .

Эффект от повышения плотности теплового потока может быть реализован либо сокращением поверхности И-ВО, либо уменьшением температурного напора θ между охлаждаемым воздухом и кипящим НРТ (при неизменной поверхности И-ВО). Последнее означает, что воздух на входе ТК можно охлаждать в И-ВО при более высокой температуре кипения НРТ t_0 .

Результаты расчетов показывают, что в результате интенсификации теплообмена при рециркуляции жидкого НРТ в И-ВО и, как следствие, сокращения температурного напора θ температуру кипения t_0 в нем можно повысить на 5 °С по сравнению с И-ВО без рециркуляции.

При повышении t_0 на 5 °С тепловой коэффициент ζ возрастает почти на 0,1 в абсолютных величинах (при температуре конденсации $t_k = 35$ °С на рис. 5), т.е. в 1,5 раза.

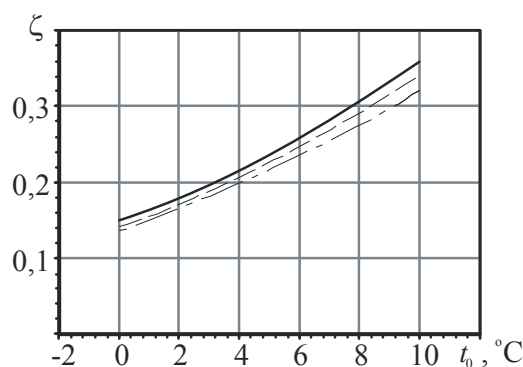


Рис. 5. Зависимости теплового коэффициента ζ ТТЭ от температуры кипения R142В в испарителе t_0 при температуре конденсации $t_k = 35$ °С, кипения в генераторе $t_r = 120$ °С и перегревах Δt_n эжектируемого пара:
 — — $\Delta t_n = 0$ °С; - - - $\Delta t_n = 5$ °С;
 - · - · - $\Delta t_n = 10$ °С

Реализация принципа неполного испарения НРТ в испарителе ТТЭ с сепарацией парожидкостной смеси в отделителе жидкости, рециркуляцией

отсепарированной жидкости в испарителе инжектором и эжектированием сухого насыщенного пара ($x = 1$) пароструйным эжектором (рис. 1) дает возможность:

а) во-первых, повысить интенсивность теплопередачи в испарителе и за счет этого сократить энергетические потери от внешней необратимости в холодильном цикле ТТЭ, обусловленные разностью температур между охлаждаемым воздухом на входе ТК и кипящим НРТ θ , т.е. уменьшить θ и соответственно повысить температуру кипения НРТ t_0 и тепловой коэффициент ζ (рис. 5);

б) во-вторых, увеличить коэффициент эжекции и тепловой коэффициент ζ (рис. 5) за счет эжектирования из испарителя сухого насыщенного пара, а не перегретого, как в случае полного испарения НРТ в испарителе, т.е. с перегревом пара в дисперсном режиме испарения.

Экспериментально подтверждено, что исключение перегрева пара в $5...10^\circ\text{C}$ на всасывании эжектора обеспечивает увеличение теплового коэффициента ζ , а значит и холодопроизводительности ТТЭ на 10% по сравнению с традиционной работой ТТЭ с перегревом пара в испарителе или регенеративном теплообменнике (РТО) в [4].

Таким образом, рециркуляция жидкого НРТ в испарителе обеспечивает повышение холодопроизводительности ТТЭ $Q_0 = \zeta Q_r$ на 40 % по сравнению с традиционным – полным испарением НРТ в испарителе: 10 % – за счет всасывания эжектором сухого насыщенного пара (не перегретого в испарителе) и 30 % – за счет интенсивной теплопередачи в испарителе и, как следствие, сокращение температурного напора θ в И-ВО в результате исключения дисперсного режима течения на завершающей стадии фазового перехода.

Повышение на 40% холодопроизводительности ТТЭ Q_0 приводит к соответствующему увеличению снижения температуры Δt_v воздуха на входе ТК, которое находится из теплового баланса $Q_0 = G_v c_v \Delta t_v$, где G_v – расход воздуха (производительность ТК) и c_v – теплоемкость воздуха.

Таким образом, рециркуляция жидкого НРТ в испарителе инжектором и эжектирование сухого насыщенного пара пароструйным эжектором дает возможность трансформировать теплоту уходящих газов Q_r в большее количество холода: $Q_0 = \zeta Q_r$, увеличить удельную, приходящуюся на единичный расход воздуха, холодопроизводительность $q_0 = \zeta q_r$ и обеспечить соответственно большее снижение температуры Δt_v воздуха на входе ТК ДВС.

Охлаждение воздуха перед ТК до более низкой температуры обеспечивает сокращение удельного расхода топлива. Так, понижение температуры воздуха на входе ТК на 10°C приводит к сокращению удельного расхода топлива b_e дизелем на $0,5...0,6\%$ [5].

Результаты расчетов, выполненных для случая охлаждения воздуха на входе ТК малооборотного дизеля в ТТЭ, использующем теплоту уходящих газов после ТК и наддувочного воздуха, подтверждают возможность снижения температуры воздуха в ТТЭ на $20...30^\circ\text{C}$, что обеспечивает сокращение удельного расхода топлива b_e на $1...2\%$.

Выводы

Предложен испарительный контур эжекторного термотрансформатора с рециркуляцией НРТ для охлаждения воздуха на входе ТК дизеля, обеспечивающий за счет исключения завершающей стадии испарения НРТ высокую интенсивность теплообмена на всей поверхности И-ВО, эжектирование сухого насыщенного пара и, как следствие, повышение теплового коэффициента в 1,5 раза. Применение термотрансформатора с рециркуляционным испарительным контуром позволяет уменьшить температуру воздуха на входе дизеля на $20...30^\circ\text{C}$ и сократить удельный расход топлива на $1...2\%$.

Литература

1. Радченко Р.Н. Использование теплоты уходящих газов для предварительного охлаждения воздуха судовых ДВС / Р.Н. Радченко // *Двигатели внутреннего сгорания*. – Х.: НТУ "ХПИ", 2008. – № 1. – С. 110-114.
2. Радченко Р.Н. Интегрирование эжекторных теплоиспользующих установок охлаждения в системы воздухоподготовки главных судовых двигателей / Р.Н. Радченко // *Техногенна безпека: наукові праці ЧДУ ім. П. Могили. – Миколаїв: ЧДУ, 2009. – Т. 111. – Вип. 98. – С. 44-50.*
3. Левитан Л.Л. Кризис высыхания в дисперсно-кольцевом режиме течения / Л.Л. Левитан // *Двухфазные потоки. Теплообмен и гидродинамика*. – Л.: Наука, 1987. – С. 169-186.
4. Радченко Р.Н. Математическая модель эжекторной теплоиспользующей установки охлаждения воздуха / Р.Н. Радченко, А.А. Лехмус // *Зб. наук. праць НУК*. – 2009. – Вип. 5 (428). – С. 108-115.
5. *Project Guide Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1. – Copenhagen, 1986.*

Поступила в редакцию 26.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.И. Живица, Одесская национальная морская академия, Одесса.

**УТИЛІЗАЦІЙНИЙ ЦИРКУЛЯЦІЙНИЙ ВИПАРНИКОВИЙ КОНТУР
НИЗЬКОКИПЛЯЧОГО РОБОЧОГО ТІЛА ДЛЯ ПОПЕРЕДНЬОГО
ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ ДИЗЕЛІВ**

Р.М. Радченко, Т. Бохдаль

Виконано аналіз ефективності теплообміну у випарниках – охолоджувачах повітря на вході наддувних компресорів дизелів. Визначені залежності інтенсивності теплопередачі, температурного напору, падіння тиску киплячого хладону та густини теплового потоку від масової швидкості хладону. Запропоновано схемне рішення випарникового контуру охолодження повітря з рециркуляцією низькокиплячого робочого тіла, що забезпечує завдяки вилученню завершальної стадії фазового переходу високу інтенсивність теплообміну на всій поверхні випарника.

Ключові слова: теплообмін, випарник, низькокипляче робоче тіло, рециркуляція, охолодження повітря, утилізація теплоти, дизель.

**WASTE HEAT RECOVERY CIRCULATION EVAPORATIVE CONTOUR
OF LOW BOILING WORKING FLUID FOR PRECOOLING
OF AIR IN DIESELS**

R.N. Radchenko, T. Bohdal

The efficiency of heat transfer in evaporators – air coolers at the inlet of discharge compressors of diesels has been considered. The heat transfer intensity, temperature difference, pressure drop of boiling refrigerant and heat flux in dependence of refrigerant mass flow rate were determined. The schema of evaporative contour for air cooling with recirculation of low boiling working fluid that provides a high intensity of heat transfer over the whole surface of evaporator by excluding the final stage of phase change was proposed.

Key words: heat transfer, evaporator, low boiling working fluid, recirculation, cooling of air, heat utilization, diesel.

Радченко Роман Николаевич – аспирант Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина.

Бохдаль Тадеуш – д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой тепло- и хладотехники, Кошалинский технический университет, Польша.

УДК 621.431.75

Л.А. ФИНКЕЛЬБЕРГ, Ю.Н. НИКИТИН, А.Н. КОСТЮЧЕНКОВ

Федеральное государственное унитарное предприятие «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И.Баранова», Москва, Россия

ПРИМЕНЕНИЕ НОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И МАТЕРИАЛОВ ПРИ РАЗРАБОТКЕ СОВРЕМЕННЫХ АВИАЦИОННЫХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Приведены сведения и основные характеристики методики по измерению толщины масляного слоя в зазорах цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания. Описана методология выбора оптимальных диаметральных зазоров, и формирования овальной и бочкообразной боковых поверхностей поршня, применительно к авиационному поршневому двигателю внутреннего сгорания. Также описана технология создания современной поршневой группы на основе поршня, изготовленного методом изотермической штамповки и стальных поршневых колец, кроме того, указаны преимущества данных технологий перед другими методами изготовления деталей. Описанные в статье технологии и методики были опробованы при стендовых испытаниях двигателя-демонстратора.

Ключевые слова: изотермическая штамповка, масляный слой, цилиндропоршневая группа, поршень, кольца.

Введение

Ведущие отечественные и зарубежные двигателестроительные предприятия постоянно ведут разработки новых авиационных поршневых двигателей (АПД). При этом ускорение научно-технического прогресса диктует необходимость внедрения новейших научных разработок и освоения прогрессивных технологий. С другой стороны объективно возрастают требования к эффективности выпускаемой техники, комплексной экономии всех ресурсов, рациональной организации эксперимента, производства и эксплуатации.

Основным сопряжением поршневого авиационного двигателя является цилиндропоршневая группа (ЦПГ). Выбор конструкции деталей сопряжения, новейшие технологии изготовления, задание диаметральных зазоров в сопряжении во многом определяют параметры технического уровня, экологичность и надежность двигателя в целом.

ЦИАМ получен патент на разработку конструкции и оценку характера трения в сопряжении ЦПГ. Разработан расчетно-экспериментальный метод оценки характера трения в сопряжении ЦПГ, который дает возможность уточнять граничные условия расчета напряженно-деформированного состояния деталей сопряжения, определять критические режимы работы двигателя, при которых происходят необратимые процессы задира и схватывания поверхностей трения. Метод включает разработку измерителя толщины масляного слоя на работающем двигателе, датчиков и средств контроля и запи-

си оценочных критериев надежной работы сопряжения (рис. 1).

Методика измерения

Предлагаемый метод измерения толщины масляного слоя в ЦПГ включал: повышение выходных характеристик усилителя с 10 до 15 кГц с целью более детальной оценки характера трения в сопряжении, доработка конструкции датчика по посадочному пояску, исключающее его проседания при длительном режиме контактирования. Сбор, обработка и визуализация данных осуществляется программой L-Graph II [1], позволяющей наблюдать осциллограмму в процессе записи сигнала в режиме реального времени. Имеется возможность экспорта записанных данных в файлы в формате *.txt и *.bmp.

Поршни авиационного двигателя работают в условиях значительных температурных и динамических нагрузок, причем различные их зоны отличаются уровнем тепловой и динамической напряженности. В связи с этим для определения профиля поршня необходимо знать особенности работы каждого его элемента в условиях напряженно-деформированного и теплового состояния сопрягаемых деталей. Особое внимание заслуживает головка поршня, которая в зависимости от месторасположения на ней поршневых колец, тепловой деформации и динамики движения влияет на масло-распределение по зеркалу цилиндра и тем самым на характер трения деталей сопряжения в целом.

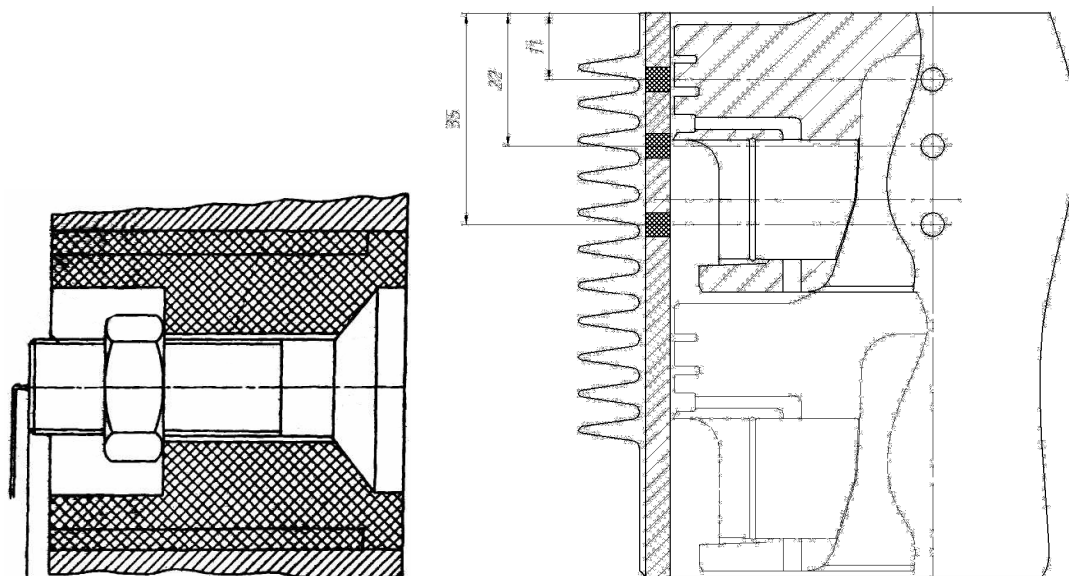


Рис. 1. Конструкция датчиков толщины масляного слоя и установка их в цилиндре двигателя

Поршни авиационного двигателя работают в условиях значительных температурных и динамических нагрузок, причем различные их зоны отличаются уровнем тепловой и динамической напряженности. В связи с этим для определения профиля поршня необходимо знать особенности работы каждого его элемента в условиях напряженно-деформированного и теплового состояния сопрягаемых деталей. Особое внимание заслуживает головка поршня, которая в зависимости от месторасположения на ней поршневых колец, тепловой деформации и динамики движения влияет на маслораспределение по зеркалу цилиндра и тем самым на характер трения деталей сопряжения в целом.

Следующим шагом необходимо на основании экспериментальных исследований выбрать диаметральный зазоры по головке и юбке поршня, задать оптимальным профилем и овалом. При диаметральной зазоре по головке поршня 0,4 мм сопряжение работает в режиме нарушения ТМС, с увеличением овальности с 0,075 до 0,1 мм режим жидкостного трения восстанавливается. При диаметральной зазоре 0,5 мм по головке поршня режим жидкостного трения обеспечивается даже с температурой масла до 110 °С и с уменьшением скорости охлаждающего потока воздуха.

За оценочный критерий при выборе профиля поршня были приняты диапазон и амплитуда колебаний ТМС за рабочий цикл. Это связано с тем, что как поршень, так и поршневые кольца чрезвычайно чувствительны к возмущающим скоростным и нагрузочным факторам. Поэтому чем больше диапазон колебаний, тем вероятность нарушения режима

жидкостного трения. Изменение колебаний ТМС отдельных зон поршня влияют на резонансную частоту системы сопряжения ЦПГ в целом и как следствие на режимы полужидкостного трения первого поршневого кольца.

Значительное влияние на амплитуду колебаний ТМС оказывают диаметральные зазоры в сопряжении. Так, на колебания головки поршня на масляном слое при крейсерском режиме достигают 45 мкм при диаметральной зазоре 0,6 мм. С уменьшением диаметрального зазора до 0,45 мм величина колебаний ТМС уменьшается до 25 мкм. Аналогичная картина наблюдается при изменении диаметральных зазоров по отдельным зонам юбки поршня. Для верхней зоны юбки поршня изменение диаметрального зазора с 0,15 до 0,12 мм уменьшается амплитуда колебаний в данной зоне от 50 до 20 мкм, в зоне наибольшего диаметра с изменением диаметрального зазора от 40 мкм до 20 мкм амплитуда уменьшается от 50 мкм до 20 мкм.

В процессе исследований было установлено, что минимальный диаметральный зазор в сопряжении поршень – цилиндр в холодном состоянии, при котором обеспечивается режим жидкостного трения и малые амплитуды колебаний ТМС, равен 15 мкм.

Исследование особенностей колебания ТМС в основных характерных зонах поршня в процессе движения его за рабочий цикл при минимальных диаметральных зазорах позволили выявить некоторые закономерности в динамике формирования масляного слоя на различных режимах работы двигателя.

Влияние нагрузки двигателя на изменение ТМС по отдельным зонам поршня показывает, что

головка поршня наиболее подвержена изменению нагрузки. Разница в значениях ТМС по отдельным тактам на режимах крейсерском и взлетном соответствует 10 – 15 мкм. Для верхней зоны юбки поршня это влияние ослаблено, а для средней и максимального диаметра почти незаметно. В зоне наибольшего диаметра поршня разница в значениях ТМС на режимах взлетном и крейсерском почти не наблюдается.

Предлагаемые технологии

Создание поршневой группы носит комплексный характер с учетом технологии изготовления компонентов.

Отличительной особенностью технологии стальных поршневых компрессионных колец для авиационного поршневого двигателя является:

- формирование формы кольца в свободном состоянии в процессе навивки и закалки спирали на копирной оправке, не требующей механической обработки по радиальной толщине кольца;
- методика микрохонингования (маслокарманы) на рабочей хромированной поверхности поршневого кольца, обеспечивающей сравнительно быструю приработку без задигов и прижогов;
- молебденирование, бочкообразный профиль рабочей поверхности кольца;
- радиальная толщина кольца формируется окончательно и не подвергается дальнейшей лезвийной или шлифовальной обработке. Точность радиальной толщины получается в пределах 0,02 мм.

При этом сохраняется текстура металла, полученная при волочении, что обеспечивает высокие пружинные свойства и крепостойкость (сопротивляемость на релаксацию – изменение геометрических параметров в заневоленном напряженном состоянии при температурах до 300°C до 5% при норме 8% (для самых дорогих сталей) по нормативам стандарта ISO);

– пружинная хромисто-ванадиевая сталь марки 50ХФА(SR-34 азотируются с большим содержанием никеля, хрома (17%) и ванадия, припуск по толщине металла в заготовке кольца составляет в пределах 0,15 мм, что в 5...6 раз меньше, чем чугуновых колец.

Применение стальных поршневых колец позволяет поднять верхнее поршневое кольцо к днищу поршня, благодаря более высокой теплопередаче по сравнению с чугуном, тем самым сократить вредные объемы, снизить высоту и вес поршня.

В сравнении с чугунными кольцами отход металла сокращается в 6 раз, парк обрабатывающего оборудования в 4 раза, трудоемкость изготовления в 2,5 раза.

Для разработки конструкции поршня выбирается технология получения заготовок поршня.

Сравнительные характеристики методов получения заготовки поршня приведены в табл. 1. На основании данных таблицы для нашего типа двигателей принимаем технологию изготовления заготовки поршня – изотермическую штамповку, имеющую более высокие прочностные и износостойкие характеристики.

Таблица 1

Сравнительные характеристики методов получения заготовки поршня

Характеристики поршня	Литье в кокиль	Изотермическая штамповка	Жидкая штамповка	Результат
Прочность, МПа	230 – 245	320 – 360	270 – 300	Повышение прочности, снижение размеров и веса
Твердость, НВ	95 – 110	120 – 135	115 – 125	Увеличивает износостойкость
Пористость, баллы	1 – 2	0	0	Стабильность размеров, снижение «роста»
Зазор в сопряжении «поршень – гильза»	100%	70%	60%	Уменьшение: вредных объемов, шума, выброса твердых частиц

Заключение

Расчетные и экспериментальные исследования позволили разработать современную конструкцию поршня, выбрать диаметральный зазор 0,5 мм вме-

сто 0,65 мм по головке поршня в сопряжении. Применение изотермической штамповки позволило уменьшить вес поршня на 20 г. На основании экспериментальных исследований по измерению толщины масляного слоя удалось уменьшить на 8 мм вы-

соту поршня, диаметральный зазор по головке поршня сократить на 0,15 мм. В результате повысились эффективные параметры двигателя по экономичности на 3 – 5%, уменьшились вредные выбросы, повысилась надежность сопряжения ЦПГ.

Литература

1. *L-Graph II [Электронный ресурс]. – Режим доступа к описанию программы: <http://www.lcard.ru/download>.*

Поступила в редакцию 11.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.А. Пономарев, ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И.Баранова», Москва, Россия.

ЗАСТОСУВАННЯ НОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ І МАТЕРІАЛІВ ПРИ РОЗРОБЦІ СУЧАСНИХ АВІАЦІЙНИХ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ

Л.А. Фінкельберг, Ю.М. Нікітін, О.М. Костюченко

Приведено відомості і основні характеристики методики по вимірюванню товщини масляного шару в зазорах циліндропоршневої групи двигунів внутрішнього згорання. Описано методологію вибору оптимальних діаметральних зазорів, і формування овальною і бочкоподібною бічних поверхонь поршня, стосовно авіаційного поршневого двигуна внутрішнього згорання. Також описано технологію створення сучасної поршневої групи на основі поршня виготовленого методом ізотермічного штампування і сталевих поршневих кілець, крім того вказані переваги даних технологій перед іншими методами виготовлення деталей. Описані в статті технології і методики були випробувані при стендових випробуваннях двигуна-демонстратора.

Ключові слова: ізотермічне штампування, масляний шар, циліндропоршнева група, поршень, кільця.

APPLICATION OF NEW TECHNOLOGIES AND MATERIALS BY WORKING OUT OF MODERN AVIATION PISTON ENGINES

L.A. Finkelberg, J.N. Nikitin, A.N. Kostychenkov

Data and the basic characteristics of a technique on measurement of a thickness of an oil layer in backlashes piston group of internal combustion engines are resulted. The methodology of a choice of optimum diametrical backlashes, and formations oval lateral surfaces of the piston, with reference to an aviation piston internal combustion engine is described. Also the technology of creation of modern piston group on the basis of the piston made by a method of isothermal punching and steel piston rings is described, advantages of the given technologies before other methods of manufacturing of details besides are described. The technologies described in article and techniques have been tested at bench tests of the engine-demonstrator.

Key words: isothermal punching, oil layer, piston group, the piston, rings.

Фінкельберг Лев Аронович – канд. техн. наук, начальник сектора авиационных поршневых двигателей Центрального института авиационного моторостроения, Москва, Россия, e-mail: piston@ciam.ru.

Никитин Юрий Николаевич – канд. техн. наук, старший научный сотрудник сектора авиационных поршневых двигателей Центрального института авиационного моторостроения, Москва, Россия, e-mail: piston@ciam.ru.

Костюченко Александр Николаевич – научный сотрудник сектора авиационных поршневых двигателей Центрального института авиационного моторостроения, Москва, Россия, e-mail: piston@ciam.ru.

УДК 621.436.052:623.4.013.9 (047)

**С.А. АЛЁХИН¹, Е.С. ВАСИЛЬЕВ¹, В.П. ГЕРАСИМЕНКО²,
В.А. ОПАЛЕВ¹, В.В. САЛТОВСКИЙ¹**¹*Казённое предприятие «Харьковское КБ по двигателестроению», Украина*²*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЫ ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ

Рассмотрены основные проблемы процессов газообмена двухтактных дизелей, решение которых позволило улучшить их характеристики. Отличительной особенностью этих процессов является цикличность работы двигателя, которая сопровождается импульсными и волновыми явлениями в выпускной системе. Учёт этих явлений в сочетании с эжекционными эффектами струйных течений позволили усовершенствовать выхлопной коллектор, что привело к росту мощности двигателя и снижению удельного расхода топлива. Для описания процессов в коллекторе применены одномерные математические модели, обеспечивающие достаточную сходимость экспериментальных и расчётных результатов по числам Струхала, частотам колебаний и возможным резонансам, акустическим источникам возмущений.

Ключевые слова: *дизель, выхлопной коллектор, импульсная выпускная система.*

Введение

Несмотря на существование сравнительно большого количества методик расчётов рабочих процессов в поршневых двигателях [1 - 3], точность их результатов не всегда достаточная, что требует доводочных испытаний на заключительной стадии создания нового двигателя. Циклический характер протекающих процессов, отличия в конструктивном исполнении цилиндропоршневой группы и в схемах газообмена, разнообразие сортов топлива и подготовки топливно-воздушной смеси, а также способов её воспламенения накладывают отпечаток на выбор фаз газораспределения, коэффициентов продувки, наполнения, остаточных газов, избытка воздуха, гидравлических потерь впускного и выпускного клапанов или окон, которые в конечном итоге сказываются на точности расчётов и оптимизации рабочего процесса. Большинство из указанных коэффициентов характеризует качество газообменных процессов. В основном их определяют по статистическим данным или экспериментальным путём. В тоже время развитие методов математического моделирования на основе современных программных комплексов вычислительной гидродинамики обеспечивает значительный прогресс в практике проектирования и создания новых поколений двигателей. Благодаря внедрению новых технических решений и передовых технологий существенно улучшились технико-экономические и экологические показатели двигателей, повысился их ресурс. Намечившиеся

тенденции в развитии двигателестроения предопределили основные проблемы, требующие первостепенного решения.

Формулирование проблемы

Значительные резервы по улучшению характеристик двигателей имеются в совершенствовании импульсных выпускных систем в сочетании с турбонаддувом. Здесь успех зависит от глубокого понимания протекающих волновых явлений и рационального их использования.

Целью данной статьи является оптимизация параметров импульсного выхлопного коллектора пятицилиндрового двухтактного дизеля с использованием энергии отработавших газов в турбонаддувочном агрегате. С ростом давления наддува проблема рационального конструирования выхлопной системы приобретает всё более существенное значение. Основными потерями в коллекторах являются потери в выпускных окнах и от внезапного расширения с поворотом потока при входе в коллектор, а также потери при смешении потоков в коллекторе с наложением волн давления-разрежения. На минимизацию перечисленных потерь были направлены мероприятия по усовершенствованию конструкции коллектора с применением преобразования импульсов.

Для ослабления взаимного влияния волн давления и разрежения в выпускном коллекторе, как известно, обычно рекомендуют объединять в один

выпускной патрубков выхлопы не более, чем из трёх цилиндров. В то же время существуют случаи отступления от этого правила в многоцилиндровых двигателях, где указанного ослабления достигали увеличением объёма коллектора как буферной ёмкости, специальным чередованием работы цилиндров, выбором продолжительности углов выпуска по вращению коленчатого вала, применением многоимпульсных преобразователей или высокоскоростных эжекторных систем и другими конструктивными мероприятиями в выхлопной системе. Так, в работе [4] сопоставление результатов испытаний четырёхтактного двигателя с тремя типами коллекторов: одним общим, двумя и двумя с преобразователями импульсов показало практическое отсутствие улучшения показателей двигателя по удельному расходу топлива при раздельном выхлопе по парам цилиндров.

Результаты исследования

В предлагаемой статье изложены результаты исследования по совершенствованию выхлопного коллектора пятицилиндрового двухтактного дизеля. Исходный вариант дизеля с общим коллектором имел мощность $N_e = 710$ кВт и удельный расход топлива $g_e = 0,225$ кг/кВт·ч на номинальном режиме $n_{кв} = 2600$ мин⁻¹. Для улучшения показателей двигателя уже в этом варианте испытаний было предусмотрено специальное чередование работы цилиндров, предотвращающее неблагоприятное воздействие выхлопов из разных цилиндров друг на друга, а также плавный поворот на 90° потока в выхлопных каналах из цилиндров при входе в коллектор.

Применение выпускной системы с переменным давлением потребовало по габаритным ограничениям поиска путей совершенствования коллектора как преобразователя импульсов перед турбиной, используя преимущества импульсного характера течения газа во всём диапазоне режимов работы двигателя. Дальнейшие изменения в конструкцию коллектора были внесены путём попарного объединения выхлопных спрофилированных каналов в три секции коллектора (рис. 1) по типу коллектора "труба в трубе", что могло бы снизить удельный расход топлива на 4 – 7% [5] при оптимальном отношении наружной площади сечения коллектора к внутренней, равной 1,2 – 1,5. Длины секций выбирались равными нечётному числу полуволн давления для гашения колебаний путём интерференции волн.

Частота выхлопов из цилиндров двухтактного двигателя с общим коллектором на номинальном режиме ($n = 2600$ мин⁻¹) $F = n \cdot Z / 60$, где $Z = 5$ - число цилиндров, равна $F_n = 216$ Гц, а на режиме максимального крутящего момента при

$n = 2050$ мин⁻¹ – $F_{км} = 171$ Гц, тогда как частоты выхлопов из каждого цилиндра $F_{ц} = n/60$ соответственно на указанных режимах – $F_{цн} = 43,2$ Гц и $F_{км} = 34,2$ Гц. При попарном объединении выхлопов из цилиндров в секции коллектора частоты возмущений (выхлопов) из цилиндров увеличиваются примерно в два раза, но с несимметричным по периодам между выхлопами циклом.

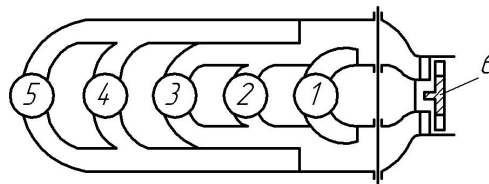


Рис. 1. Схема выпускного коллектора:
1 - 5 – цилиндры; 6 – турбина

Сопоставляя эти частоты выхлопов из цилиндров, как частоты возмущений для возникновения звуковых волн в коллекторе, с акустическими частотами (собственными частотами столбов газа), была выявлена возможность резонирующих случаев, т.е. совпадения частот. Поэтому уделено внимание частотной отстройке. В частности разделение коллектора на секции позволило уходить от резонансов. Хотя факт возможных резонансов может давать как отрицательные эффекты, так и положительные. Такие случаи подтверждены специальными испытаниями, в которых коллектор был разделен на две секции по схеме "труба в трубе". В одном из испытаний во внутреннюю трубу был осуществлён выхлоп от двух дальних к выходу из коллектора цилиндров, а в другом – от трёх. В последнем случае двигатель вошёл в помпаж с соответствующим ухудшением характеристик.

В конструкции многоимпульсного коллектора (рис. 1) наряду с ослаблением взаимного влияния волн давления-разрежения предполагалось использовать эжекционный эффект. Детальные исследования, проведенные авторами [6] эжекторных устройств с различной компоновкой расположения активного и пассивного сопел перед смешением потоков, были учтены при выборе схемы данного коллектора. Импульсность газовых потоков в подобных секциях коллектора может достигать значения 1,55 [5], что усиливает эжекционный эффект при их смешении. О существовании влияния акустического возбуждения активной струи на коэффициент эжекции указывают исследования [7]. Такое возбуждение приводит к пульсационному характеру струи на срезе сопла, что вызывает волновое движение струйного течения, сопровождающееся цепочками осесимметричных тороидальных вихрей вокруг активной струи. Максимальный коэффициент эжекции

достигается при числе Струхала $St = f \cdot d_0 / W_0 \approx 0,25$, рассчитанному по параметрам активной струи: f - частоте пульсаций; d_0 - диаметру среза сопла; W_0 - средней скорости, независимо от удельной энергии акустического возбуждения. С увеличением интенсивности (амплитуды) пульсаций активной струи коэффициент эжекции возрастает, достигая некоторого предельного уровня. За счёт акустического возбуждения активной струи с оптимальным числом Струхала коэффициент эжекции свободного пассивного газа может быть увеличен в 5 - 6 раз [7]. Число Струхала, рассчитанное по циклической частоте в коллекторе исследованного двигателя и среднерасходной скорости потока, составило $St \approx 0,02$, при котором коэффициент эжекции в 2 раза меньше оптимального.

Очевидно, что эффективность исследуемого трёхсекционного выхлопного коллектора (рис. 1), как многоимпульсной системы, зависит не только от числа Струхала, определяемого частотой возбуждения активных струй (частотой выхлопов из цилиндров), но и числа Струхала $St = d / 4ML$, связанного с акустическими резонансами столбов газа в секциях. Здесь $M = W / a$ - число Маха; L / d - относительные длины секций коллектора; $f = Na / 4L$ - собственная частота столба газа; $N = 1, 3, 5 \dots$ - номер моды акустических колебаний; a - скорость звука. Для внутренней секции коллектора число Струхала $St \approx 0,1$ при $N = 1$ и $a = 616$ м/с. В таких условиях происходит возбуждение акустических волн. Волна давления активной струи при выходе из выхлопного канала цилиндра или патрубка секции пары цилиндров вызывает волны разрежения в смежном пассивном канале из-за обтекания тупого угла, близкого к 180° . Разделение коллектора на секции уменьшает длину колебательных контуров, что препятствует развитию резонансных колебаний, ухудшающих очистку цилиндров.

При длине внутренней секции $L = 0,56$ м с одним закрытым и одним открытым концом собственная частота столба газа в ней оценивалась по формуле $f = Na / 4L$, в которой знаменатель $4L$ равен длине звуковой волны, т.е. в длине секции помещается четверть длины звуковой волны. Тогда частота колебаний первой гармоники $N = 1$ (основного тона) составляет $f_c = a / 4L \approx 275$ Гц. Для неразделённого коллектора частота колебаний первой гармоники получена $f_k = 187$ Гц, которая находится в интервале возбуждающих частот.

Предотвращение неблагоприятного взаимного влияния выхлопов из пары цилиндров, соединённых с одной секцией коллектора, наряду с указанными положительными эффектами импульсных обменников энергией положено в основу предложенного

коллектора. Углубление анализа процессов в коллекторе возможно на основе уравнений движения газа:

– уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho W) = 0; \quad (1)$$

– уравнение импульсов в форме Навье-Стокса

$$\begin{aligned} \frac{\partial W}{\partial t} + (W \nabla) W = \\ = F - \frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \Delta W \left(\frac{\nu}{3} + \nu_\Omega \right) \nabla(\nabla W); \end{aligned} \quad (2)$$

– уравнение энергии

$$\begin{aligned} \rho C_v \left(\frac{\partial T}{\partial t} + W \cdot \nabla T \right) + P \nabla \cdot W = \\ = \mu D + \lambda \Delta T; \end{aligned} \quad (3)$$

– уравнение состояния газа

$$P = \rho R T, \quad (4)$$

где W - вектор скорости потока газа; ρ , P , T - плотность, давление и температура газа; ∇ - оператор Гамильтона; $\Delta = \nabla^2$ - оператор Лапласа; F - силы внешнего воздействия на поток; ν , ν_Ω , $\mu = \rho \nu$ - кинематическая, объёмная и динамическая вязкости; μD - энергия (работа) диссипативных сил вязкости; C_v - теплоёмкость газа при постоянном объёме; R - газовая постоянная; λ - коэффициент теплопроводности.

В уравнении Навье-Стокса под силой F можно подразумевать суммарные внешние силы в совокупности с диссипативными силами проявления вязкости. В этом случае третий член правой части исключают.

Для описания процессов газообмена в двигателе достаточно одномерных уравнений по продольной координате x в направлении движения газа, среди которых уравнение импульсов (2), с учётом уравнения неразрывности (1)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho W_x)}{\partial x} = 0; \quad (5)$$

представим в виде

$$\frac{\partial(\rho W_x)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho W_x^2)}{\partial x} = \rho F_x - \frac{\partial P}{\partial x}. \quad (6)$$

Скорость и давление связывают между собой уравнением [8]:

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \rho a^2 \frac{\partial W_x}{\partial x} = 0. \quad (7)$$

Учитывая периодический импульсный характер протекающих процессов в коллекторе, целесообразно перейти к волновому представлению уравнений движения [9]. Продифференцировав уравнение неразрывности (5) по времени, а уравнение (6) – по координате x и сложив результаты, получим:

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 (\rho W_x^2)}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial (\rho F_x)}{\partial x} = 0. \quad (8)$$

Записав в этом уравнении скорость, плотность и давление в виде сумм средних по времени и пульсационных составляющих $W_x = \bar{W}_x + W'_x$; $\rho = \bar{\rho} + \rho'$; $P = \bar{P} + P'$ и ограничившись членами первого порядка малости, а также пренебрегая в первом приближении гидравлическим сопротивлением F_x , получим:

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 P'}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 (\rho' \bar{W}_x^2)}{\partial x^2} - \frac{2 \partial^2 (\bar{\rho} \bar{W}_x W'_x)}{\partial x^2} = 0. \quad (9)$$

Это выражение можно представить в виде неоднородного волнового уравнения для давления, используя оператор Даламбера $\square = \Delta - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2}$, где $a = \sqrt{P'/\rho'}$ – скорость звука:

$$-\square P' = \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 P'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 (\rho' \bar{W}_x^2)}{\partial x^2} + \frac{2 \partial^2 (\bar{\rho} \bar{W}_x W'_x)}{\partial x^2}. \quad (10)$$

Правая часть уравнения (10) представляет собой акустические источники возмущения. Если принять, что в выхлопной струе из цилиндров в коллектор скорость звука мало изменяется во времени ($\partial a / \partial t \approx 0$) вследствие малого в сравнении с давлением и скоростью изменения температуры, то объединив первые два слагаемых правой части уравнения (10), получим:

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{P'}{a^2} - \rho' \right) \approx 0. \quad (11)$$

В таком случае звуковые волны при принятых допущениях мало влияют на пульсации давления. В противном случае, при изменении температуры газов в коллекторе, происходит наложение звуковых волн с ростом температуры и их рассеивание при снижении температуры. Третье слагаемое правой части уравнения (10), как источник возмущения, характеризуется уровнем кинетической энергии выхлопной струи и турбулентными пульсациями плотности. Четвёртое слагаемое характеризуется потоком пульсационной составляющей скорости: $P' = \bar{\rho} a W'_x$, где $\bar{\rho} a$ – волновое сопротивление (удельный акустический импеданс), и пропорционально плотности тока $\bar{\rho} \bar{W}_x$ – расходу в струе. Периодичность этих возмущений определяется цикличностью поршневого двигателя: частотой вращения коленчатого вала, числом тактов и цилиндров, объединённых в сектор коллектора. Изложенный теоретический анализ подтверждает физические представле-

ния об источниках возбуждения колебательных процессов в коллекторе.

В простейшем случае колебаний с синусоидальным характером волны распространения возмущения давления в соответствии с уравнением Гельмгольца $\frac{\partial^2 P'}{\partial x^2} + k^2 P' = 0$, где $k = \omega / a = 2\pi / l$ – волновое число; $\omega = 2\pi f$ – циклическая частота; $l = a / f$ – длина волны, однородная часть уравнения (10) имеет вид:

$$-\square P' \equiv \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial^2 P'}{\partial t^2} + \omega^2 P' \right). \quad (12)$$

При наличии демпфирования с коэффициентом затухания δ эта часть запишется:

$$-\square P' \equiv \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial^2 P'}{\partial t^2} + 2\delta \frac{\partial P'}{\partial t} + \omega^2 P' \right). \quad (13)$$

Характеристическое уравнение данной части при её линеаризации с применением преобразования Лапласа $P' = e^{st}$ имеет вид:

$$S^2 + 2\delta S + \beta = 0, \quad (14)$$

где $\beta = \omega^2$ – коэффициент упругости–жёсткости колебательной системы. Существует несколько форм представления решения волнового уравнения в зависимости от выбранного метода [10].

Нетрудно заметить, что учёт демпфирования колебаний давления коэффициентом затухания δ в уравнении (13) отражает как проявление сил гидравлического сопротивления F_x в уравнении (8), так и акустического импеданса – волнового сопротивления.

Учёт проявления инерционных свойств, в том числе коэффициента сопротивления ξ , при изучении динамических процессов введением линеаризованной поправки $\Delta \xi = \frac{\partial \xi}{\partial t} \tau_\xi$, где τ_ξ – время установления – "запаздывания", позволяет обеспечить адекватность моделирования. Широко используемое динамическое моделирование [11] с постоянным временем запаздывания τ в виде уравнения движения для какого-либо параметра газа $X(t)$

$$\frac{d^2 X(t)}{dt^2} + X(t - \tau) = 0 \quad (16)$$

при разложении второго слагаемого левой части уравнения в ряд Тейлора по времени запаздывания τ сводится к уравнению:

$$\frac{d^2 X(t)}{dt^2} - \tau \frac{dX(t)}{dt} + X(t) = 0 \quad (17)$$

с характеристическим уравнением (14).

Основываясь на изложенных теоретических предположениях и математических моделях, произво-

дились расчётные оценки при выборе конструктивных параметров разработанного трёхсекционного коллектора, позволившего повысить мощность двигателя на номинальном режиме на 7% и на режиме максимального крутящего момента на 4%. При этом удельный расход топлива снизился на 5% и 1,6%, соответственно.

Естественно, что эффективность коллектора, как преобразователя импульсов перед турбиной, зависит от наличия обратных отражённых волн в переходнике между коллектором и турбиной, а также от способности преобразователя погашать эти волны. Источником таких волн в исследуемом двигателе могло быть поворотное колено между коллектором и полуспиральным входником турбины. Преимущество многоимпульсной системы заключается в демпфировании подобных волн и в сглаживании импульсов давления и скоростей потока непосредственно перед турбиной, что способствует повышению её КПД и благоприятным условиям работы. Учёт этих особенностей может послужить дальнейшему совершенствованию исследуемого двигателя.

Судя по публикациям [12], применение преобразователей импульсов позволяет также существенно снизить температуру газов перед турбиной, способствует повышению КПД турбокомпрессора, улучшению условий работы выпускной системы и приёмистости двигателя. Кроме того, при этом увеличивается расход воздуха, и как следствие - снижается дымность отработавших газов.

Заключение

Усовершенствование выпускного коллектора двухтактного пятицилиндрового дизеля позволило повысить мощность на 4–7% и снизить удельный расход топлива на 1,6–5%. Анализ колебательных процессов в коллекторе строился на основе одномерных моделей. Отметим, что разделение коллектора на секции в общем случае требует его рассмотрения как многомерной колебательной системы с несколькими входами. В подобном случае используют принцип суперпозиции, суммируя выходные сигналы при последовательном разделении воздействия по каждому входу.

Принимаемые выше идеализации быстропеременных процессов посредством линейных систем не всегда приемлемы и в частности при турбулентных пульсациях газа в коллекторе, автоколебательных явлениях или соударении встречных волн давления. В этих случаях нелинейные эффекты оказывают преобладающее влияние. При этом нелинейные системы не подчиняются принципу суперпозиции. Одним из приемлемых методов моделирования здесь

может быть применение рядов Вольтера или гармоническая линеаризация, заключающаяся в разделении этой системы на две подсистемы: линейную и нелинейную, не содержащую инерционных элементов, т.е. являющуюся статической. Предполагается также, что выходной процесс описывается в основном первой гармоникой, а амплитуды колебаний высоких гармоник быстро уменьшаются из-за интенсивного демпфирования внешними системами. Достаточно эффективными в последние годы являются методы численного моделирования быстропеременных процессов [11]. Одним из преимуществ такого моделирования является возможность проведения исследований по каждому фактору без установления функциональной связи между ними.

Литература

1. *Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей* / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М: Машиностроение, 1983. – 372 с.
2. *Дизели: справочник* / Под ред. В.А. Ваншейдта. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.
3. Дьяченко Н.Х. *Конструирование и расчёт ДВС* / Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1979. – 392 с.
4. *Выбор оптимальной выпускной системы автотомобильного четырёхтактного дизеля 4ДТНУ* / Н.К. Рязанцев, П.Я. Перерва, А.Г. Крушедольский, Д.Ю. Бородин, Е.В. Богомазов // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: зб. наук. праць*. – Х.: "ХАІ", 2001. – Вип. 26. *Двигуни та енергоустановки*. – С. 52-56.
5. Рязанцев Н.К. *Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин* / Н.К. Рязанцев. – К.: Віпол, 1993. – Ч. I. – 252 с.
6. *Исследование струйного эжектора удаления пыли из воздухоочистителя выхлопными газами в транспортном дизеле* / С.А. Алёхин, Е.С. Васильев, В.П. Герасименко, В.А. Опалев // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2009. – № 8 (65). – С. 96-101.
7. Вермулен. *Измерение характеристик эжекции акустически возбуждаемых осесимметричных воздушных струй* / Вермулен, Рамеш, Вай Дзен Ю // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки*. – 1986. – № 3. – С. 43-50.
8. Кондратьева Т.Ф. *Оппозитные компрессоры* / Т.Ф. Кондратьева, Е.Б. Доброклонский, Ю.А. Видякин. – Л.: Машиностроение, 1968. – 420 с.
9. Герасименко В.П. *Вибрационное горение в камерах сгорания ГТД* / В.П. Герасименко, Н.Б. Налесный // *Вестник Национального технического университета "ХПИ"*. – Х., 2006. – № 5. – С. 53-58.
10. Адзума. *Некоторые особенности средне- и малооборотных судовых дизельных двигателей с турбонаддувом постоянного давления* / Адзума, Юра, Токунага // *Тр. американского общ. инж.-мех.*

Сер. Энергетические машины и установки. – 1983. – № 3. – С. 227-242.

11. Епифанов С.В. Моделирование динамики пневматических емкостей при расчёте переходных процессов в проточной части газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Р.Л. Зеленский // *Авиаци-*

онно-космическая техника и технология. – 2007. – № 10 (46). – С. 49-54.

12. Громыко Д.К. Выпускные системы двигателей с турбонаддувом (аналитический обзор) / Д.К. Громыко. – М.: ЦНИИТЭИ, 1975. – № 1226. – 48 с.

Поступила в редакцию 12.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДОСКОНАЛЕННЯ ВИПУСКНОЇ СИСТЕМИ ДВОТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ

С.О. Альохін, Є.С. Васильєв, В.П. Герасименко, В.А. Опалєв, В.В. Салтовський

Розглянуто основні проблеми процесів газообміну двотактних дизелів, рішення яких дозволило поліпшити їх характеристики. Відмітною особливістю цих процесів є циклічність роботи двигуна, яка супроводжується імпульсними та хвиловими явищами у випускній системі. Облік цих явищ у сполученні з ежекційними ефектами струминних течій дозволило удосконалити вихлопний колектор, що привело до зростання потужності двигуна та зниження питомої витрати палива. Для опису процесів у колекторі застосовані одновимірні математичні моделі, що забезпечують достатню збіжність експериментальних та розрахункових результатів за числами Струхала, частотами коливань та можливим резонансом, акустичними джерелами збурень.

Ключові слова: дизель, вихлопний колектор, імпульсна випускна система.

PERFECTION OF EXHAUST SYSTEM OF A TWO-STROKE DIESEL ENGINE

S.A. Alyokhin, E.S. Vasiljev, V.P. Gerasimenko, V.A. Opalev, V.V. Saltovskiy

There are considered basic problems of processes of gas exchange of two-stroke diesel engines of which decision has allowed to improve their characteristics. Distinctive feature of these processes is cyclicity of operation of the engine which is accompanied by the pulse and wave effects in exhaust system. The account of these phenomena in a combination with ejection effects of jet currents has allowed to improve an exhaust collector that has led to increase of power of the engine and decrease in the specific fuel consumption. The one-dimensional mathematical models which have provided sufficient convergence of experimental and calculated results on Strouhal numbers are applied for the description of processes in a collector, to vibration frequencies and possible resonances, acoustic sources of disturbances.

Key words: diesel, exhaust collector, pulse exhaust system.

Алехин Сергей Алексеевич – генеральный конструктор Казённого предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

Васильев Евгений Степанович – начальник отдела Казённого предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

Герасименко Владимир Петрович – д-р техн. наук, проф., Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков, Украина.

Опалев Василий Анатольевич – начальник лаборатории Казённого предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

Салтовский Владимир Викторович – главный конструктор Казённого предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

УДК 629.7.015.4

А.Н. ПЕТУХОВ

Федеральное государственное унитарное предприятие «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова», Москва, Россия

ПРОБЛЕМЫ МНОГОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ В СОВРЕМЕННЫХ ГТД

Рассмотрены особенности конструкционных материалов, применяемых в современных газотурбинных двигателях, и требования, предъявляемые к деталям, изготовленным из этих материалов; необходимость учёта проблемы при выборе конструкционных материалов, особенностей технологии изготовления деталей и роли эксплуатационных факторов (повреждений от окружающей среды фреттинг-коррозией и др.), отрицательно влияющих на сопротивление многоциклового усталости, а также требования, предъявляемые к методам определения и прогнозирования пределов выносливости для конструкционных материалов на стандартных образцах и высоконагруженных деталей ГТД из них.

Ключевые слова: *предел выносливости, долговечность, многоцикловая усталость (МнЦУ), фреттинг, фреттинг-усталость, допустимые дефекты, напряжённо деформированное состояние (НДС).*

Введение

В работах [1, 2, 5 и др.] показано, что до 60% дефектов, возникающих при доводке и в эксплуатации ГТД, связаны с усталостными разрушениями. По признанию специалистов ВВС США ~ 25% потерь современных одномоторных самолётов вызвано разрушениями деталей двигателей из-за повышенного уровня вибрационных напряжений. Внедрение мероприятий по устранению недостатков (инсекций, изменения конструкций или модификаций, уточнение режимов эксплуатации и др.) стоили сотни миллионов долларов и миллионы часов, затраченных на устранение дефектов. Разрушения наблюдались и при наработке парком двигателей миллионов часов в полёте при выполнении новых полётных заданий с увеличенной длительностью наработки деталей на режимах, которые до того были проходными.

Методы испытаний материалов для получения достоверных характеристик МнЦУ

К конструкционным материалам предъявляется комплекс требований, позволяющих обеспечить в условиях эксплуатации высокие характеристики длительной прочности, ползучести, малоциклового (МЦУ) и многоциклового усталости (МнЦУ), трещиностойкости (минимальные скорости роста трещины), сопротивление коррозионному растрескиванию и др. с целью реализации для основных деталей и двигателю в целом высокой надёжности в течение проектного ресурса в условиях эксплуатации. При

проектировании деталей свойства конструкционных материалов должны основываться на статистически обоснованных характеристиках прочности.

В процессе термопластической деформации заготовки деталей сложной формы, разные её зоны существенно различаются по степени деформации материала при штамповке особенно у диска. При механической обработке деталь подвергается различным силовым воздействиям, формирующим неоднородный по свойствам поверхностный слой детали, что, в конечном счёте, отражается на эксплуатационных свойствах и на МнЦУ. Поэтому проверку реализуемых в материале детали свойств следует проводить для этих зон, особенно для критических, как с точки зрения действующих эксплуатационных нагрузок, так с учётом последствий воздействия на деталь операций повышенного риска [2].

Для испытаний на МнЦУ следует применять модельные образцы (элементы конструкции), изготовленные по серийной технологии [2, 3, 5], либо вырезанные из детали образцы с сохранением её поверхностного слоя, критических зон: концентраторов напряжений (отверстий, радиусов перехода, пазов для крепления лопаток и др.). Испытания на проводят в условиях, приближенных к эксплуатации по температуре, НДС и др. [2, 5]. Виды нагружения при испытаниях должны определяться на базе вероятностного анализа статических, циклических и динамических нагрузок, действующих на деталь, для вероятности разрушения с учётом этих силовых факторов ниже 1×10^{-7} на час полета и условия, что требования к безопасности на уровне системы полностью удовлетворяются. Полученные характеристики МнЦУ для материала по результатам испытаний стандартных образцов и элементов деталей за-

тем подтверждается стендовыми испытаниями деталей и узлов в составе двигателя. На основе оценки сходимости полученных данных выполняют перенос результатов лабораторных испытаний стандартных образцов на деталь со статистической оценкой достоверности и уровня значимости допустимых значений для конкретного материала с учётом наиболее неблагоприятных комбинации уровней вибрационных и статических напряжений (влияния асимметрии цикла нагружения, частоты и числа циклов нагружения, температуры и др.). При испытаниях должны воспроизводиться повреждения, присущие материалу в исходном состоянии при наличии [2, 5]:

- типичных допустимых дефектов, связанные с процессами получения полуфабрикатов и деталей;
- дефектов, возникающих в процессе эксплуатации раздельно или совместно от МнЦУ и МЦУ, фреттинга, фреттинг-усталости, повреждений посторонними предметами (ППП) и др.;
- коррозии или других факторов, вызванных окружающими условиями, приводящих к снижению характеристик МнЦУ, МЦУ, термического и термо-механического нагружения, статической и циклической ползучести, изменения условий работы двигателя и т.п.).

Методы оценки повреждений, допустимых в эксплуатации

Степень повреждения материала, которую следует учитывать в процессе проектирования, включает, анализ результатов расчетов для всех критических условий (с учётом накопленного опыта проектирования и эксплуатации), которые могут ограничивать долговечность материала детали или привести к условиям, требующим введения периодического контроля или замены детали («на крыле» или при ремонте) через установленные интервалы. Повреждения, накопленные в детали за промежуток между сроками проведения контроля или периодического регламентного обслуживания, должны рассматриваться с точки зрения их влияния на степень снижения МнЦУ материала детали. Допустимые переменные напряжения должны по критерию МнЦУ обеспечить надёжную эксплуатацию детали с повреждением, которое не достигло критической величины за принятый промежуток между контролем.

Кроме того, при проектировании и нормировании допустимых повреждений для детали необходим анализ наиболее вероятных комбинаций, которые в течение ресурса могут привести к разрушению детали от МнЦУ (ППП, фреттинга, коррозии и т.п.). Для этого требуется база результатов испытаний материалов, деталей и опыт эксплуатации подобных конструкций с повреждениями. Заключение

о возможности безопасной эксплуатации конструкции базируется на испытаниях образцов, вырезанных из детали, изготовленной по технологии серийного производства, опыта эксплуатации деталей, близких размеров, технологии изготовления и условий нагружения. Допустимые значения изменения свойств материала детали должны учитывать возможные комбинации амплитуды средних и переменных напряжений или эквивалентные значения напряжений для условий сложного (многоосного) напряженного состояния. Для этого необходимо располагать диаграммами предельных амплитуд напряжений, построенным по результатам испытаний образцов из конкретного материала (с заданной технологией изготовления) при различных асимметриях цикла нагружения, соответствующими концентраторами напряжений и температурой. В процессе испытаний целесообразно регистрировать накопление деформаций деталей с целью установлении допустимых значений в эксплуатации. Это особенно важно для титановых сплавов, ползучесть которых проявляется даже при нормальной температуре.

Фреттинг-усталость

Процесс фреттинга и фреттинг-усталость возникают в деталях, находящихся в постоянном контакте (прессовые посадки подшипника или втулки на вал; замковые соединения лопаток; болтовые, заклёпочные и фланцевые соединения и др.) при воздействии вибрационных напряжений, или, если детали периодически вступают в контакт (подшипники, шарнирные соединения, регуляторы, клапаны и клеммы и т.п.) [2, 4]. Одним из внешних признаков фреттинга является скопление у границы контакта деталей продуктов повреждения в виде окислов материалов. Эти окислы по составу и цвету отличаются от тех, которые образуются при окислении материалов в обычных условиях. Например, окислы алюминия белого цвета, а при фреттинге – чёрного. Такие отличия характерны для окислов и гидратов железа, титана и др. Объём образовавшихся окислов часто превышает объём повреждённого металла и при наличии препятствий для выхода продуктов повреждения из зоны контакта, скопление окислов может сопровождаться многократным ростом местного давления, способствующим локальному изменению структуры и свойств материала. При свободном выходе продуктов повреждения натяг между сопряжёнными деталями уменьшается, что может приводить изменению вибрационных напряжений. Мехсвойства окислов также значительно отличаются от основного материала. Так твёрдость окислов Al выше закалённых или азотированных сталей, и приближаясь к твёрдости алма-

за. Поэтому окислы могут значительно влиять на механизм фреттинга и характер повреждений поверхностей контакта [2, 4].

Известно, что фреттинг возникает и при контакте металлических поверхностей с неметаллическими, а также в армированных металлом композитных материалах. Тяжелыми последствиями являются усталостные разрушения прессовых и малоподвижных соединений, вызванные повреждением материала детали фреттингом. Предел выносливости у замковых соединений лопаток компрессоров ГТД из-за фреттинга снижается в 3...5 раз, являясь основной причиной их разрушений в эксплуатации [2, 4].

Для повреждений контактирующих поверхностей часто употребляют понятие «фреттинг-усталости», но строгое определение фреттинг-усталости ограничивается амплитудами относительных перемещений $10 < A_{\text{отн}} < 100$ мкм. Поэтому повреждения, полученные при $A_{\text{отн}} \geq 100$ мкм, называемые «фреттинг-усталостью», это следствие фреттинг-износа. Собирательное название «фреттинг» скорее объясняет желание сохранить преемственность с ранними изданиями ENSIP стандартов США, где термин «фреттинга» (или при его переводе) применяют для всех видов повреждений контакта, что может исказить реальные причины дефектов и к ошибкам при выборе методов их устранения. При расчёте малоподвижных или прессовых соединений, а также замковых соединения типа ласточкин хвост, нередко акцентируют внимание на контактных напряжениях, определяемых МКЭ, не позволяющим точно вычислить такие напряжения. Причиной разрушения соединений является фреттинг-усталость. Об этом свидетельствуют [2, 4]: эпюры переменных напряжений на контактной грани, получаемые при тензометрировании хвостовиков; повреждения фреттингом и положение сечений, где группируются разрушения.

Предел фреттинг-выносливости соединения, в первую очередь, зависит [2, 4], от конструкции сопряжения выступа диска с хвостовиком лопатки (вал-втулка), а напряжённость хвостовика и поверхности контакта определяется углом наклона контактной грани. Именно эти факторы оказывают основное влияние на предел фреттинг-выносливости замкового соединения. Двукратное повышение давления на площадке контакта по сравнению с перечисленными факторами снижает предел фреттинг-выносливости лишь на 10%. При проектировании малоподвижных соединений необходимо учитывать также химическое сродство контактирующих материалов и анизотропию свойств [4]. Известно, что упрочнение поверхности сопровождается формированием в поверхностном слое сжимающих напряже-

ний, способствующих повышению фреттинг-выносливости. Наибольший эффект достигают применением поверхностного упрочнения и защитных покрытий, устраняющих прямой контакт сопряжённых деталей. При оценке ресурса детали могут учитываться благоприятные воздействия остаточных напряжений от поверхностной обработки. Однако при больших ресурсах и действии повышенных температур остаточные напряжения релаксируют. Поэтому выбранный уровень остаточных напряжений, следует подтвердить, показав, что прогнозируемая скорость релаксации не превысит 1×10^{-7} на час полёта, что важно для высокотемпературных деталей. Так подтверждают и эффективность покрытий хотя бы на один интервал между ремонтами и возможность повторного нанесения их при ремонтах. Формальное применение методов защиты даже для одного класса материалов может дать отрицательный результат. Принимается, что НДС вблизи зоны дефекта при совместном действии статического и вибрационного нагружения должно обеспечивать нераспространение трещины с соотношением размера поверхностной длины к глубине как 10:1. При невыполнении условия, следует определить тип и характер повреждений, приводящие к снижению предела выносливости при действующем на деталь в эксплуатации уровне вибрационных напряжений, а также условия, при которых могут возникать разрушения детали.

Заключение

Определение предела выносливости МЦУ деталей (моделей) должно проводиться при типичном НДС и максимальных переменных напряжениях, которые реализуются в эксплуатации в зоне возникновения дефекта, включая взаимодействие МнЦУ и МЦУ. Характер повреждений поверхностей контакта при фреттинге очень разнообразен и неоднороден по признакам повреждения. Он включает каверны, участки схватывания материала, износа, макро- и микротрещины, которые часто покрыты плотным слоем окислов и продуктами повреждения. Поэтому выявление опасных признаков повреждения фреттингом требует разработки методологии, основанной на выявлении ведущего механизма разрушения поверхности контакта, подтверждённого экспериментально и в эксплуатации.

Литература

1. Кузнецов Н.Д. Надёжность машин / Н.Д. Кузнецов // Научные основы прогрессивной техники и технологии: сб. ст. – М.: Машиностроение, 1986. – С. 87-97.

2. Петухов А.Н. Сопротивление усталости деталей ГТД: монография / А.Н. Петухов. – М.: Машиностроение, 1993. – 240 с.

3. Петухов А.Н. Многоцикловая усталость материалов и деталей газотурбинных двигателей / А.Н. Петухов // Проблемы прочности. – 2005. – № 3 (375). – С. 5-21.

4. Петухов А.Н. Фреттинг и фреттинг-

усталость высоконагруженных малоподвижных соединений ГТД и ЭУ: монография / А.Н. Петухов. – М.: ЦИАМ, 2008. (ЦИАМ / Тр. 1338). – 210 с.

5. Петухов А.Н. Вопросы многоциклового усталости для материалов и деталей современных ГТД и ЭУ / А.Н. Петухов // Деформация и разрушение материалов. – 2009. – № 10. – С. 30-35.

Поступила в редакцию 01.06.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры Ю.И. Павлов, Московский авиационный технологический институт им. К.Э. Циолковского, Москва, Россия.

ПРОБЛЕМИ БАГАТОЦИКЛОВОЇ ВТОМИ В СУЧАСНИХ ГТД

А.М. Петухов

Розглянуто особливості конструкційних матеріалів, вживаних в сучасних газотурбінних двигунах, і вимоги, що пред'являються до деталей, виготовлених з цих матеріалів; необхідність обліку проблеми при виборі конструкційних матеріалів, особливостей технології виготовлення деталей і ролі експлуатаційних чинників (пошкоджень від навколишнього середовища фреттинг-корозією та ін.), що негативно впливають на опір багатocyклової втоми, а також вимоги, що пред'являються до методів визначення і прогнозування меж витривалості для конструкційних матеріалів на стандартних зразках і високонавантажених деталей ГТД з них.

Ключові слова: межа витривалості, довговічність, багатocyклова втома, фреттинг, фреттинг-втома, допустимі дефекти, напружено деформований стан.

PROBLEMS OF HIGH-CICLE FATIGUE IN MODERN GTE

A.N. Petukhov

Account problems at stages of a choice of constructional materials of features of manufacturing techniques of details and the operational factors influencing HFC are considered. At stage of development main factors effecting on bearing strength of GTE components subject to high cycle fatigue is considered.

Key words: high-cicle fatigue (HCF), life to failure, fatigue (HCF), fretting, fretting- fatigue, stress deformation state

Петухов Анатолий Николаевич – д-р техн. наук, проф., начальник сектора отделения «Динамика и прочность двигателей» Федерального государственного унитарного предприятия «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова», Москва, Россия, e-mail: petukhov.an@mail.ru.

УДК 669.14.018.44:539.4

Е.Р. ГОЛУБОВСКИЙ¹, А.С. ВОЛКОВ², С.Н. ВОЛКОВ², А.Г. ДЕМИДОВ¹,
Е.Н. ГВОЗДЕВА¹, Л.А. ЛАРИОНОВА²

¹Федеральное государственное унитарное предприятие "Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова", Москва, Россия

²ОАО «РУСПОЛИМЕТ», Кулебаки, Нижегородская обл., Россия

ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНСТРУКЦИОННОЙ ПРОЧНОСТИ (МЦУ И СРТУ) МЕТАЛЛА ШТАМПОВОК ДИСКОВ ИЗ СПЛАВА ЭИ698ВД ПРОИЗВОДСТВА ОАО «РУСПОЛИМЕТ»*

Представлены результаты экспериментального исследования малоциклового усталости (МЦУ) и трещиностойкости (СРТУ) металла массивных штамповок дисков из сплава ЭИ698ВД при температурах 20 и 650 °С. Получены численные значения коэффициентов степенной модели МЦУ для гладких образцов и образцов с надрезом для каждой температуры. Определены численные значения параметров уравнения Пэриса для второго участка кинетической диаграммы скорости роста трещины (СРТУ). Приведены расчётные кривые МЦУ и СРТУ. Показано удовлетворительное соответствие расчёта, эксперимента и справочных данных.

Ключевые слова: никелевый сплав, штамповка диска, образцы, малоцикловая усталость, скорость роста трещины усталости.

* Статья подготовлена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований – проект № 08-08-00142а

Введение

Для дисков роторов газотурбинных двигателей широко применяется деформируемый никелевый сплав ЭИ698ВД [1]. Известно, что особенности технологии производства штамповок дисков, их геометрия и размеры могут влиять на величину механических характеристик, разброс свойств и, как следствие, на уровень характеристик конструкционной прочности. При ресурсном проектировании дисков роторов используются характеристики конструкционной прочности - характеристики малоциклового усталости (МЦУ) и скорости роста усталостной трещины (СРТУ). Поэтому в статье представлены результаты исследований этих характеристики металла штамповок дисков, полученных по технологии и на оборудовании ОАО «РУСПОЛИМЕТ»

1. Экспериментальная часть

1.1. Образцы для испытаний

Образцы были изготовлены из массивных штамповок дисков из сплава ЭИ698 ВД. Размеры штамповок: диаметр штамповки $\varnothing_{шт.} = 558$ мм, диаметр ступицы $\varnothing_{ст.} = 260$ мм, диаметр отверстия в

ступице $\varnothing_{отв.} = 124$ мм, высота ободной части и полотно $h = 7$ мм, высота ступицы $h = 127,5$ мм.

Следует отметить, что значения стандартных характеристик металла этих штамповок (ударная вязкость a_n при 20 °С; предел прочности σ_B , предел текучести $\sigma_{0,2}$, пластичность δ и ψ при температурах 20, 650 и 750 °С) в радиальном и хордовом направлениях превышают справочные данные [1]. Время до разрушения при испытаниях на длительную прочность превышает справочную [1] норму времени ($\sigma^{650} = 72$ кгс/мм²) более чем в 1,5 – 6 раз для образцов в радиальном и хордовом направлениях. Эти данные были получены по результатам испытаний в ЦЗЛ ОАО «РУСПОЛИМЕТ», которая аттестована и аккредитована органом Авиареистра МАК.

Для испытаний на МЦУ были использованы цилиндрические гладкие образцы (расчётная длина рабочей части $l = 24$ мм, диаметр $\varnothing_{ст.} = 5$ мм) и образцы с надрезом (диаметр рабочей части $\varnothing_{ст.} = 12$ мм, диаметр в сечении надреза $\varnothing_{ст.} = 5$ мм, угол раскрытия надреза 60°, радиус в вершине надреза $\rho = 0,15$ мм). Заготовки для образцов МЦУ, вырезались в радиальном и хордовом направлениях. В выборке образцов для испытаний на МЦУ радиальные и хордовые образцы из ступицы и полотна были представлены в равных долях.

Для испытаний на СРТУ были использованы компактные СТ-образцы размером 50×50×10 мм на внецентренное растяжение. Заготовки для этих образцов вырезались таким образом, чтобы надрез с

начальной трещиной был ориентирован или в радиальном, или в хордовом направлениях.

1.2. Методика испытаний

Испытания всех образцов были проведены на машинах УМЭ-10Т с печью радиационного нагрева при осевом циклическом нагружении и при температурах 20 и 650 °С. Частота нагружения $f = 0,1$ Гц. Коэффициент асимметрии напряжений в цикле $R_\sigma = 0$. Форма цикла – близкая к синусоидальной.

Испытания на МЦУ гладких образцов и образцов с надрезом были проведены в соответствии с требованиями ГОСТ 25.502 [2]. Испытания проводились до разрушения образцов.

Испытания на трещиностойкость компактных СТ-образцов были проведены в соответствии с требованиями ОСТов [3,4]. Измерение приращения длины трещины на боковой грани компактного СТ-образца проводилось оптическим методом через окно в печи нагрева с применением оптического катетометра. Испытания проводились до разрушения образцов.

1.3. Методика обработки результатов испытаний

Для обработки результатов испытаний на МЦУ была использована степенная модель:

$$N_f \cdot (\Delta\sigma_N)^n = C, \quad (1)$$

где N_f – число циклов до разрушения; $\Delta\sigma_N$ – размах напряжений в цикле; C, n – константы.

Модель (1) может быть преобразована в уравнения для расчёта числа циклов до разрушения или для расчёта предела МЦУ на заданной базе числа циклов до разрушения соответственно:

$$N_f = C \cdot (\Delta\sigma_N)^{-n}, \quad (2)$$

$$\Delta\sigma_N = [C \cdot (N_f)^{-1}]^{1/n}. \quad (3)$$

После логарифмирования уравнения (2), (3) имеют вид:

$$\lg N_f = a_0 + a_1 \cdot \lg(\Delta\sigma_N) \quad (\text{где } a_0 = \lg C, \quad a_1 = -n); \quad (2.1)$$

$$\lg(\Delta\sigma_N) = b_0 + b_1 \cdot \lg N_f$$

$$(\text{где } b_0 = (1/n) \lg C, \quad b_1 = -(1/n) \cdot \lg N_f). \quad (3.1)$$

Для построения кривой МЦУ в координатах $\lg(\Delta\sigma_N) - \lg N_f$ и определения численных значений коэффициентов уравнений (2), (3), (2.1), (3.1) методом наименьших квадратов были использованы выборки результаты испытаний образцов при температурах 20 и 650 °С. Были также получены оценки дисперсии $S^2(\log N_f)$ и среднеквадратичного отклонения (с.к.о.) $S(\log N_f)$, характеризующие отклонение экспериментальных данных от кривой МЦУ, по формулам [5]:

$$S^2(\log N_f) = \frac{1}{m-1-2} \sum_{i=1}^m (\log N_{fi}^{\text{эксп}} - \log N_{fi}^{\text{расч}})^2;$$

$$S(\log N_f) = [S^2(\log N_f)]^{0.5}, \quad (4)$$

где m – объём выборки экспериментальных данных; $N_{fi}^{\text{эксп}}$ – экспериментальное число циклов до разрушения для i -го образца; $N_{fi}^{\text{расч}}$ – расчётное число циклов до разрушения по уравнению (2) или (2.1) для i -го образца.

Знаменатель дроби перед знаком суммы $(m-1-2) = (m-3) = (m-1-d)$, где d – число значимых коэффициентов уравнения регрессии [6].

Для кривой МЦУ (регрессия по уравнению (2) или (3)) были построены верхняя и нижняя границы доверительного интервала с доверительной вероятностью $\beta = 0,99$ (уровень значимости $q = 0,995$). Значения верхней и нижней границы доверительного интервала определялись по формулам [5]:

$$\begin{aligned} [\log N_f(\Delta\sigma_N)]^{\max} &= [\log N_f(\Delta\sigma_N)]^{\text{средн}} + \\ &+ [t_{q,v} \times S(\log N_f)/m^{1/2}]; \\ [\log N_f(\Delta\sigma_N)]^{\min} &= [\log N_f(\Delta\sigma_N)]^{\text{средн}} - \\ &- [t_{q,v} \times S(\log N_f)/m^{1/2}], \end{aligned} \quad (5)$$

где значения $[\log N_f(\Delta\sigma_N)]^{\text{средн}}$ определяются из уравнений (2) или (2.1); $t_{q,v}$ – квантиль t -распределения Стьюдента для числа степеней свободы $v = m-1$ и уровня значимости q определяется из [7], значение $S(\log N_f)$ определяется из соотношения (4).

Средние значения пределов МЦУ были определены по уравнению регрессии (3.1), а верхняя и нижняя границы доверительного интервала для среднего были определены с использованием уравнения (2.1) и соотношений (5).

Результаты испытаний компактных СТ-образцов были обработаны с использованием следующих процедур.

По результатам измерений удлинения трещины получены кривые изменения длины трещины в координатах « $\Delta l_i - N_i$ » для каждого компактного СТ-образца. Затем, по результатам графического дифференцирования этой кривой, для соответствующих величин l_i определялись значения $(dl/dN)_i$:

$$(dl/dN)_i = (\Delta l_i)/(\Delta N_i). \quad (6)$$

Далее, для этих величин l_i определялись значения КИН (ΔK_i) и строилась кинетическая диаграмма СРТУ в координатах « $(dl/dN) - \Delta K$ » (второй участок) в соответствии с требованиями стандартов [3, 4].

Из числа нанесённых точек отбрасывались те, которые соответствуют первому участку кинетической диаграммы развития трещины. Оставшиеся точки используются для определения параметров уравнения Пэриса для второго участка кинетической диаграммы:

$$(dl/dN) = A \cdot (\Delta K)^n. \quad (7)$$

После логарифмирования (7) принимает вид:

$$\log(dI/dN) = \log A + n \cdot \log(\Delta K). \quad (8)$$

Значения параметров A и n уравнения (8) определяются по выборке $\{(dI/dN)_i; \Delta K_i\}$ методом наименьших квадратов.

Вся математическая обработка результатов экспериментов была проведена с использованием приложения *MS Excel*, программ *Sigma Plot* и *Grapher* в ОС *Windows XP*.

2. Анализ полученных результатов

2.1. Результаты испытаний на МЦУ

Гладкие образцы. Испытания были проведены при температурах 20 °С (11 образцов) и 650 °С (12 образцов).

Экспериментальные данные представлены на рис. 1 и использованы для определения уравнения регрессии и построения кривых МЦУ, а также для определения пределов МЦУ на базах $N_f = 5 \cdot 10^3 \dots 10^4$ циклов по уравнению регрессии.

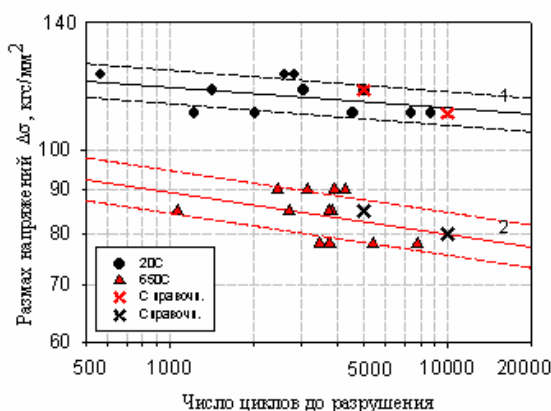


Рис. 1. МЦУ-гладкие образцы:
1 – $T = 20^\circ\text{C}$; 2 – $T = 650^\circ\text{C}$. Сплошная линия – регрессия, пунктир – верхн. и нижн. границы доверительного интервала

В табл.1 приведены численные значения коэффициентов уравнения (3.1), которые были использованы для построения кривых МЦУ (линии регрессии), показанных на рис. 1.

Для определения границ доверительного интервала средних значений использованы значения квантиля t -распределения Стьюдента [7]: для $T = 20^\circ\text{C}$ – $t_{0,995, 10} = 3,169$, а для $T = 650^\circ\text{C}$ – $t_{0,995, 11} = 3,106$. На рис. 1 также показаны справочные средние значения пределов МЦУ [1] на базах $N_f = 5 \cdot 10^3$ и $N_f = 10^4$ циклов. Как следует из рис. 1 справочные данные [1] находятся в пределах доверительного интервала для средних значений. Т.е. средние значения, полученные в настоящей работе, и справочные данные различаются незначимо с высокой доверительной вероятностью $\beta = 0,99$.

Таблица 1

МЦУ. $T = 20$ и 650°C .

Значения коэффициентов уравнения (3.1), оценок $S^2(\log N_f)$ и $S(\log N_f)$

$T_{\text{исп}}, ^\circ\text{C}$	b_0	b_1	$S^2(\log N_f)$	$S(\log N_f)$ (С.К.О.)
Гладкие образцы				
20	2,1457	-0,0247	0,6653	0,8157
650	2,0956	-0,0481	0,3231	0,5685
Образцы с надрезом				
20	2,1571	-0,0549	0,0586	0,2421
650	1,9644	-0,0652	0,1806	0,4250

Образцы с надрезом. Испытания были проведены при температурах 20 °С (12 образцов) и 650 °С (12 образцов). Измерения радиуса в вершине надреза в образцах до испытаний показали, что его значение на всех образцах находится в пределах $0,1 \leq r \leq 0,17$ мм. В табл. 1 приведены численные значения коэффициентов уравнения (3.1), которые были использованы для построения кривых МЦУ (линии регрессии), показанных на рис. 2. В этой табл.1 приведены значения дисперсии $S^2(\log N_f)$ и С.К.О. – $S(\log N_f)$. Для определения границ доверительного интервала средних значений (линии регрессии) использованы значения квантиля t -распределения Стьюдента [7]: для $T = 20^\circ\text{C}$ и $T = 650^\circ\text{C}$ – $t_{0,995, 11} = 3,106$.

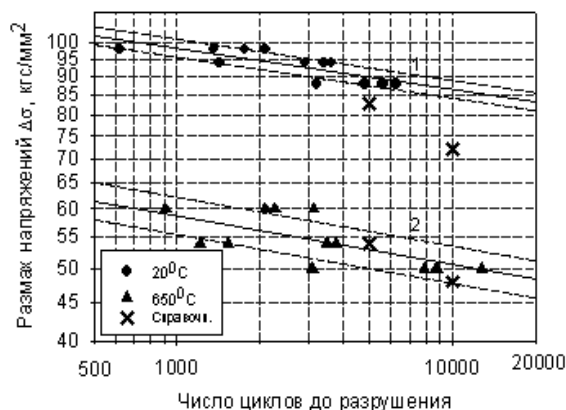


Рис. 2. МЦУ – образцы с надрезом:
1 – $T = 20^\circ\text{C}$; 2 – $T = 650^\circ\text{C}$. Сплошная линия – регрессия, пунктир – верхняя и нижняя границы доверительного интервала

Как следует из рис. 2, справочные данные [1] находятся ниже доверительного интервала для среднего при $T = 20^\circ\text{C}$, а для температуры $T = 650^\circ\text{C}$ находятся внутри доверительного интервала. Необходи-

димо отметить, что справочные данные [1] были получены по результатам испытаний образцов с радиусом в вершине надреза – $\rho = 0,25$ мм. Т.е. испытанные образцы имели более высокий коэффициент концентрации напряжений [8], чем образцы, на которых были получены справочные данные [1].

2.2. Результаты испытаний на СРТУ

Испытания были проведены при температурах 20 °С (6 образцов) и 650 °С (8 образцов). На основании обработки первичных данных по методике раздела 1.3 и в соответствии с требованиями стандартов [3, 4] построены кинетические диаграммы скорости роста трещины (рис. 3).

Для определения параметров уравнения Пэриса (7) и (8) из выборки точек, представленных на рис. 3 были исключены точки (по методике раздела 1.3), соответствующие первому участку кинетической диаграммы.

Полученные значения параметров представлены в табл. 2.

Таблица 2

Значения параметров уравнения Пэриса (7), (8), диапазон размаха КИН и скорости СРТУ на втором участке кинетической диаграммы

$T_{исп}, ^\circ C$	$\log A$	n	Диапазон размаха КИН ΔK , кгс*мм ^{-3/2} и скорости dI/dN , мм/цикл (второй участок кинетической диаграммы)			
			ΔK_{min}	$(dI/dN)_{mi}$ n	ΔK_{max}	$(dI/dN)_{ma}$ x
20	-11,12	3,427	140	$1,7296 \times e-4$	320	$2,9390 \times e-3$
650	-8,61	2,540	110	$3,7691 \times e-4$	270	$3,6878 \times e-3$

Там же представлены границы диапазона значений КИН и СРТУ, для которого определены значения параметров уравнения Пэриса (7), (8). На рис. 3 нанесены линии регрессии СРТУ, рассчитанные по уравнению Пэриса с табличными значениями параметров (табл.2).

Как следует из рис. 2, экспериментальные данные и линия регрессии (2-й участок кинетической кривой роста трещины усталости) находятся в удовлетворительном соответствии.

Таким образом, уравнение Пэриса с численными значениями коэффициентов (табл.2) может быть использовано для оценки критических значений КИН (ΔK) при устойчивом росте трещины в дисках из сплава ЭИ698ВД.

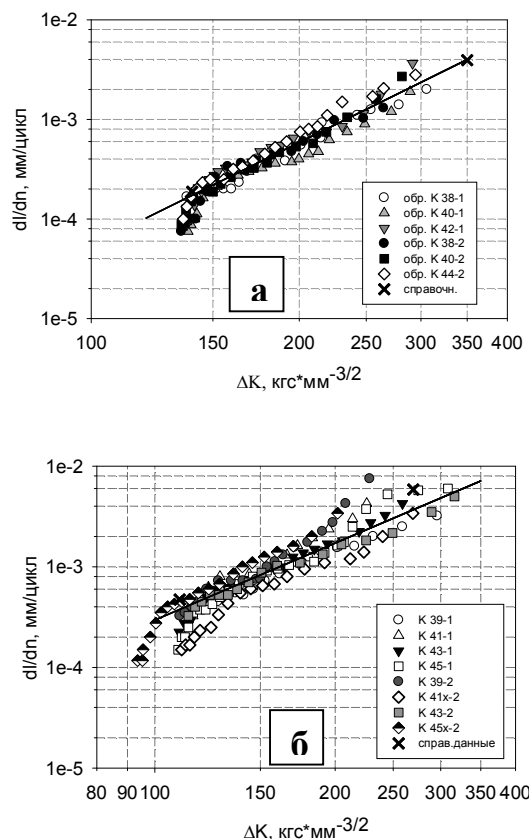


Рис. 3. СРТУ. Кинетические диаграммы скорости роста трещины усталости:
а – $T = 20$ °С; б – $T = 650$ °С

Заключение

Экспериментальные данные при температурах 20 и 650 °С и результаты их обработки свидетельствуют о том, что значения МЦУ металла массивных штамповок дисков из сплава ЭИ698ВД (гладкие образцы и образцы с надрезом) производства ОАО «РУСПОЛИМЕТ» и справочные данные находятся в удовлетворительном статистическом соответствии.

Получены численные степенные модели МЦУ сплава ЭИ698ВД и значения дисперсии, которые могут быть использованы для определения расчётных значений характеристик конструкционной прочности этого сплава.

Результаты испытаний на МЦУ образцов с надрезом при температурах 20 и 650 °С показали, что даже при более высоких значениях коэффициента концентрации напряжений, т.е. при менее благоприятных условиях в сравнении со справочными данными [1], малоцикловая усталость образцов с надрезом находится на уровне или превышает значения справочных данных.

Результаты испытаний компактных СТ-образцов на СРТУ при температурах 20 и 650 °С и малоцикловом нагружении использованы для опре-

деления параметров уравнения Пэриса и построения 2-го участка кинетической диаграммы скорости роста усталостной трещины. Численное уравнение Пэриса может быть использовано для определения критических значений КИН при развитии трещины усталости в дисках из сплава ЭИ698ВД.

Литература

1. *Авиационные материалы. Справочник в 9-ти томах (6-е изд.), том 3. «Жаропрочные стали и сплавы. Сплавы на основе тугоплавких металлов», часть I «Деформируемые жаропрочные стали и сплавы».* – М.: ОНТИ ВИАМ, 1989. – 568 с.
2. *ГОСТ 25.502-79. Методы механических испытаний металлов. Сопротивление усталости.*

3. *ОСТ 90268-78. Металлы. Метод определения скорости роста усталостной трещины.*

4. *ОСТ 92127-90. Металлы. Метод определения скорости роста усталостной трещины при испытании с постоянной амплитудой нагрузки.*

5. Каблов Е.Н. *Жаропрочность никелевых сплавов* / Е.Н. Каблов, Е.Р. Голубовский. – М.: Машиностроение, 1998. – 464 с.

6. Львовский Б.Н. *Статистические методы построения эмпирических формул* / Б.Н. Львовский. – М.: Высшая школа, 1982. – 224 с.

7. Мюллер П. *Таблицы по математической статистике* / П. Мюллер, П. Нойман, Р. Шторм. – М.: Финансы и статистика, 1982. – 278 с.

8. Нейбер Г. *Концентрация напряжений* / Г. Нейбер. – М.: ОГИЗ, Гостехиздат, 1947. – 204 с.

Поступила в редакцию 17.05.2010

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. А.М. Локощенко, заместитель директора Института механики МГУ им. М.В. Ломоносова, Москва, Россия.

ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНСТРУКЦІЙНОЇ МІЦНОСТІ (МЦВ І СРТУ) МЕТАЛУ ШТАМПУВАНЬ ДИСКІВ ІЗ СПЛАВУ ЭИ698ВД ВИРОБНИЦТВА ВАТ «РУСПОЛИМЕТ»

Є.Р. Голубовський, А.С. Волков, С.М. Волков, О.Г. Демідов, О.М. Гвоздєва, Л.О. Ларіонова

Представлено результати експериментального дослідження малоциклової втоми (МЦВ) і тріщиностійкості (СРТУ) металу масивних штампувань дисків із сплаву ЭИ698ВД при температурах 20 і 650 °С. Набуто чисельних значень коефіцієнтів статичної моделі МЦВ для гладких зразків і зразків з надрізом для кожної температури. Визначено чисельні значення параметрів рівняння Періса для другої ділянки кінетичної діаграми швидкості росту тріщини (СРТУ). Приведено розрахункові криві МЦВ і СРТУ. Показано задовільну відповідність розрахунку, експерименту і довідкових даних.

Ключові слова: нікелевий сплав, штампування диска, зразки, малоциклова втома, швидкість росту тріщини втоми.

CHARACTERISTICS OF CONSTRUCTIONAL DURABILITY (LCF AND GROWTH RATES OF A CRACK OF WEARINESS) METAL OF PUNCHINGS OF DISKS FROM ALLOY EI698VD OF MANUFACTURE OF OPEN SOCIETY «RUSPOLIMET»

E.R. Golubovskiy, A.S. Volkov, S.N. Volkov, A.G. Demidov, E.N. Gvozdeva, L.A. Larionova

Results of an experimental research LCF and growth rates of a crack of fatigue metal of massive punchings of disks from alloy EI698VD at temperatures 20 and 650°C. Numerical values of factors of static model LCF for smooth samples and samples with a cut for each temperature are received. Numerical values of parameters of equation Paris for the second site of the kinetic diagram of growth rate of crack are determined. Settlement curves LCF and growth rates of a crack of fatigue are resulted. Satisfactory conformity of calculation, experiment and the help data is shown.

Key words: nickel alloy, punching of a disk, samples, LCF, growth rate of a crack of fatigue.

Голубовский Евгений Ростиславович – д-р техн. наук, проф., нач. отдела конструкционной прочности сплавов ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, Россия, e-mail: golubovskiy@ciam.ru.

Волков Андрей Станиславович – зам. главного технолога ОАО «РУСПОЛИМЕТ», Кулебаки, Нижегородская обл., Россия, e-mail: volkov@ruspolymet.ru.

Волков Станислав Николаевич – консультант ОАО «РУСПОЛИМЕТ», Кулебаки, Нижегородская обл., Россия, e-mail: volkov@ruspolymet.ru.

Демидов Александр Григорьевич – вед. конструктор, отдел конструкционной прочности сплавов ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, Россия, e-mail: golubovskiy@ciam.ru.

Гвоздєва Елена Николаевна – вед. инженер, отдел конструкционной прочности сплавов ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, Россия, e-mail: golubovskiy@ciam.ru.

Ларионова Людмила Александровна – вед. инженер ОАО «РУСПОЛИМЕТ», Кулебаки, Нижегородская обл., Россия, e-mail: volkov@ruspolymet.ru.

УДК 621.165:621.438:621.65.03

В.Ф. ШАТОХИН, С.Д. ЦИММЕРМАН**ОАО «Калужский турбинный завод», Россия****ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ В МЕСТЕ КОНТАКТА РОТОРА СО СТАТОРОМ
НА РАЗВИТИЕ ОБКАТА ПОСЛЕ МГНОВЕННОЙ РАЗБАЛАНСИРОВКИ РОТОРА**

Приведены результаты численного моделирования движения однодискового ротора на опорах в зазоре с контактом со статором (задеванием о статор или обкатом по статору) после мгновенной разбалансировки ротора. Рассматривается разная частотная отстройка ротора от оборотной частоты в момент мгновенной разбалансировки (жесткий, гибкий ротор, разбалансировка в зоне резонанса, ротор на неравножестких опорах). Приведена классификация траекторий развития нестационарного процесса колебаний после мгновенной разбалансировки, показано влияние величины зазора, коэффициента трения скольжения в месте контакта, демпфирования в статоре на развитие опасной формы обката с нарастающими амплитудами (неустановившийся процесс колебаний). Анализ траекторий движения показывает, что обкат с нарастающими амплитудами возможен для любого типа ротора при превышении некоторого допустимого уровня разбалансировки. Например, для жесткого ротора допустимый уровень выше (в 2 – 2,5 раза), чем для гибкого ротора; при разбалансировке в зоне резонанса допустимый уровень снижается в несколько раз по сравнению с гибким ротором при сохранении характеристик контакта. Допустимый уровень разбалансировки зависит и от величины зазора (уменьшается пропорционально зазору). Увеличение коэффициента трения скольжения в месте контакта ротора со статором способствует возникновению обката. При отсутствии силы трения ($f = 0$) между ротором и статором опасная форма обката не возникает; при любой отстройке от резонанса обкат имеет установившуюся форму независимо от величины мгновенной разбалансировки. Демпфирование в статоре стабилизирует амплитуды нестационарных колебаний и нарушает развитие опасной формы обката. Численное моделирование процесса переходных колебаний позволяет, в условиях принятой расчетной схемы, оценить опасность возникновения обката после мгновенной разбалансировки.

Ключевые слова: обкат, мгновенная разбалансировка, жесткость и демпфирование статора в месте контакта ротора со статором.

Введение

Ряд аварий турбоагрегатов (ТА), описанных в периодической печати, сопровождался значительными силами со стороны вращающегося ротора на статор, что заканчивалось в лучшем случае вытяжкой крепежа, соединяющего верхний и нижний части корпуса турбины, с раскрытием неопорных связей (трубопроводов и т.п.), с характерными для развития явления обката [3] смятиями усов уплотнений и натирами на внутренней поверхности корпуса, на поверхности ротора, а в худшем случае - разрушением турбоагрегата [2 – 4].

Причиной таких последствий может быть контакт вращающегося ротора со статором вследствие какого либо воздействия на ротор (мгновенная разбалансировка ротора, внешнее воздействие на турбоагрегат в виде взрыва, землетрясения, повышенная вибрация ротора при вынужденных или самовозбуждающихся колебаниях).

Характер нестационарных колебаний ротора после указанных воздействий будет зависеть как от динамических характеристик ротора, величины раз-

балансировки, так и от параметров статора в точке контакта.

Выполненные в [1, 4] оценки по соотношениям скоростей для упрощенной кинематической схемы касания вращающегося ротора с жестким статором, действительно указывают на возможные значительные по величине силы давления на статор и угловые скорости обката, во много раз превышающие угловую скорость собственного вращения. Поэтому версия объяснения причин катастрофических разрушений турбоагрегатов, случившихся, в том числе и в последнее время, обкатом ротора по статору существует уже с конца 70-х годов прошлого века. Но, что действительно происходит в случае усложнения схемы контакта вращающегося ротора, например, с учетом сопротивления движению ротора со стороны элементов уплотнения и со стороны не абсолютно жесткого статора, пока не ясно? Ограничивается ли переходный процесс только периодическими контактами ротора со статором (отскоками), как утверждает ряд исследователей, и как влияют отстройка ротора от резонанса, параметры статора в точке контакта на характер траекторий движения ротора с контактом со

статором, а, следовательно, и на силы в точке контакта? Действительно ли силы в точке контакта столь опасны с точки зрения целостности турбоагрегата? В конце концов, могут ли они привести к катастрофическим последствиям? А последствия разрушения турбоагрегата - это пожар, разрушение прочного корпуса, если силовая установка транспортная, или фундамента (здания) стационарного турбоагрегата. Примеры последствий таких разрушений приведены в периодической печати для ряда турбоагрегатов отечественного и зарубежного изготовления.

В [7] приведены результаты исследования нестационарных колебаний ротора на трёх опорах при импульсном кинематическом воздействии без учёта касаний ротора со статором, показывающие, что зазоры, принимаемые в реальных конструкциях, могут выбираться, а касание вращающегося ротора со статором возможно и при умеренных величинах воздействий. В [6] рассмотрен алгоритм нестационарных колебаний ротора, как одномассовой системы, на опорах с контактом (периодическим или непрерывным) со статором в случае мгновенной разбалансировки ротора. При численном моделировании развивающегося процесса обката получены траектории движения, силы в точке контакта для двух случаев: ротор совершает свободный выбег и его скорость уменьшается в моменты контакта со статором за счёт трения в месте контакта; генератор не отключен от сети и угловая скорость ротора сохраняется в процессе нестационарных колебаний.

Обкат ротора по статору, как результат предшествующего воздействия, будем определять безотрывным движением с амплитудами, превышающими величину зазора, определяемого расстоянием между жёсткими элементами подвижной и неподвижной частей конструкции, а также движением, когда амплитуды колебаний и сила нормального давления ротора на статор возрастают (неустановившийся процесс колебаний).

1. Постановка задачи

Для модели ротора, приведенной на рис. 1, необходимо рассмотреть влияние типа ротора и параметров статора в местах контакта с ротором на развитие нестационарных колебаний и возможного перехода ротора в обкат по статору. Принятые обозначения в тексте соответствуют [6]. Некоторые обозначения из [6]: ε – величина разбалансировки; α_1, α_2 – отношение рабочей частоты вращения к собственной частоте колебаний ротора (характеризует отстройку от резонанса для ротора на изотропных или анизотропных опорах); $\theta, \dot{\theta}$ – положение центра ротора, угловая скорость прецессии; $T = f N$;

N – сила трения, сила нормального давления в точке контакта; p_1, p_2 – собственные частоты колебаний ротора в горизонтальном (1) направлении и в вертикальном (2) направлении; $Q = f(w)$ – жёсткость статора, зависящая, в общем случае, от его деформации и направления скорости движения ротора; r – радиус диска; δ_0 – минимальный радиальный зазор между ротором и уплотнением; δ – зазор между относительно жёсткими элементами ротора и статора; t – время исследования переходного процесса; w, w_1, w_2 – перемещение ротора и составляющие перемещения по направлениям 1 и 2; f – коэффициент трения скольжения между ротором и статором в месте контакта; G – вес ротора.

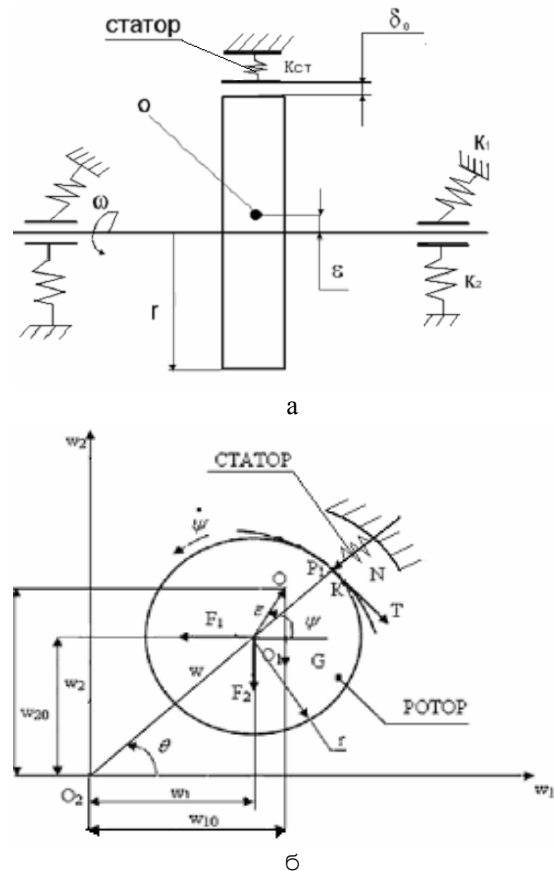


Рис. 1. Расчетная схема:

а – ротор; б – схема контакта ротора со статором

Алгоритм исследования: математический аппарат и программы [6] для ПК, доработанные на учёт нелинейной жёсткости статора и потерь энергии при деформировании статора.

Нелинейная характеристика статорных элементов представляется кусочно-линейной зависимостью в координатах «сила-перемещение» и учитывает сам зазор с отсутствием сопротивления движению (жёсткость нулевая), нелинейную жёсткость уплотнительного устройства (жёсткость услов уплотнений, жёсткость пружин сегмента уплотнения) и жёст-

кость самого корпуса, как правило, на несколько порядков большую жёсткости элементов уплотнительного устройства). Демпфирование статора в месте контакта задаётся петлёй гистерезиса в координатах «сила-перемещение». Учёт характеристик петли гистерезиса (нагрузочная или разгрузочная её участки) определяется расчётом направления скорости деформирования статора на каждом шаге интегрирования системы уравнений движения ротора, как это отмечено в [7].

Выбор шага t_1 интегрирования выполнен с учётом существующих рекомендаций [7] по частотным характеристикам ротора при контакте с жёстким элементом статора ($t_1 < 0,1 T_1$, где T_1 – период колебаний) и проверен вариантами расчётами.

Величина мгновенной разбалансировки – порядка $(0,01 - 0,45)\% \cdot G$ на радиусе 1 м для обеспечения контакта ротора со статором и гарантированно обката ротора по статору.

Как показал анализ [2 – 5] развития аварийных ситуаций, обкат ротора по статору развивается в течение короткого промежутка времени. Ниже рассматривается один из вариантов алгоритма [6], когда после мгновенной разбалансировки угловая скорость $\dot{\psi}$ ротора сохраняется постоянной независимо от трения в местах контакта (генератор не отключен от сети). Относительная опасность двух рассмотренных в [6] случаев разбалансировки здесь не рассматривается.

Условие контакта вращающегося ротора со статором:

$$w = \sqrt{w_1^2 + w_2^2} = \delta_0. \quad (1)$$

При $w = \delta$ контакт ротора происходит уже с относительно жёстким элементом статора. На рисунках траекторий переходных колебаний ротора после мгновенной разбалансировки, для условной ориентировки положения ротора и относительно жёсткого элемента статора, указывается окружность радиусом $r = \delta$. В относительных единицах $r = 1$. Перемещения ротора $\bar{w}$ также определяются в относительных единицах [6]. Жёсткость элементов уплотнительного устройства, хотя и создаёт слабое сопротивление движению ротора, учитывается после перемещений ротора, превышающих зазор δ_0 (1).

2. Результаты исследований

Для исследования движения ротора при различных значениях веса оторвавшегося груза и различной отстройке ротора от резонанса приняты данные, аналогичные [6]:

$G = 10$ тс; $g = 9,81$ м/с²; $\omega = 314$ рад/с; $r = 0,22$ м; $\delta = 2,8$ мм; $\psi_0 = 0$; $\varepsilon = (0,01 - 0,45) \cdot 10^{-2}$ м; $t \leq 0,325$ с.

Жёсткостная характеристика статора в координатах «сила-перемещение» приведена в табл. 1.

Таблица 1

Жёсткостная характеристика статора в координатах «сила-перемещение»

w, мм	0,0	0,3	2,8	5,3	10,3	12,8
Q_1 , тс	0,0	0,0	0,05	905	2714	3618
Q_2 , тс *	0,0	0,0	0,05	0,3 (905)	271,7 (2714)	1216,7 (3618)

*) в скобках указаны значения сил разгрузочной части петли гистерезиса в случае отсутствия потерь в статоре.

Задание соответствующей $w = 5,3; 10,3; 12,8$ мм силы (значения приведены в скобках) позволяет перейти от характеристики (рис. 2) к кусочно-линейной характеристике жёсткости с совпадающими значениями силы по нагрузочной и разгрузочной участкам петли гистерезиса. Эти два варианта задания характеристик статора рассматривались в процессе расчётов для исследования влияния потерь в статоре на развитие обката. Малые сопротивления движению ротора со стороны усов уплотнений, пружин обойм уплотнений учитываются, но они не оказывают существенного влияния на движение ротора и не могут вызывать обкат ротора по статору. Расчёты выполнены с учётом действия веса G ротора.

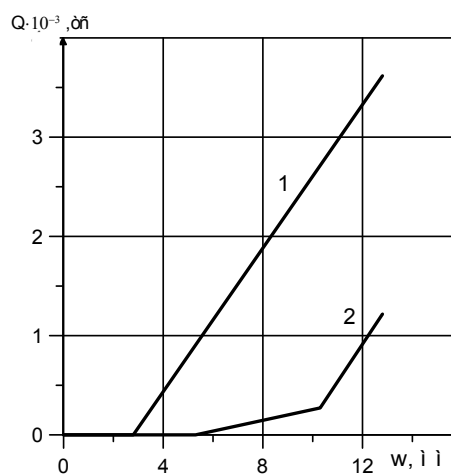
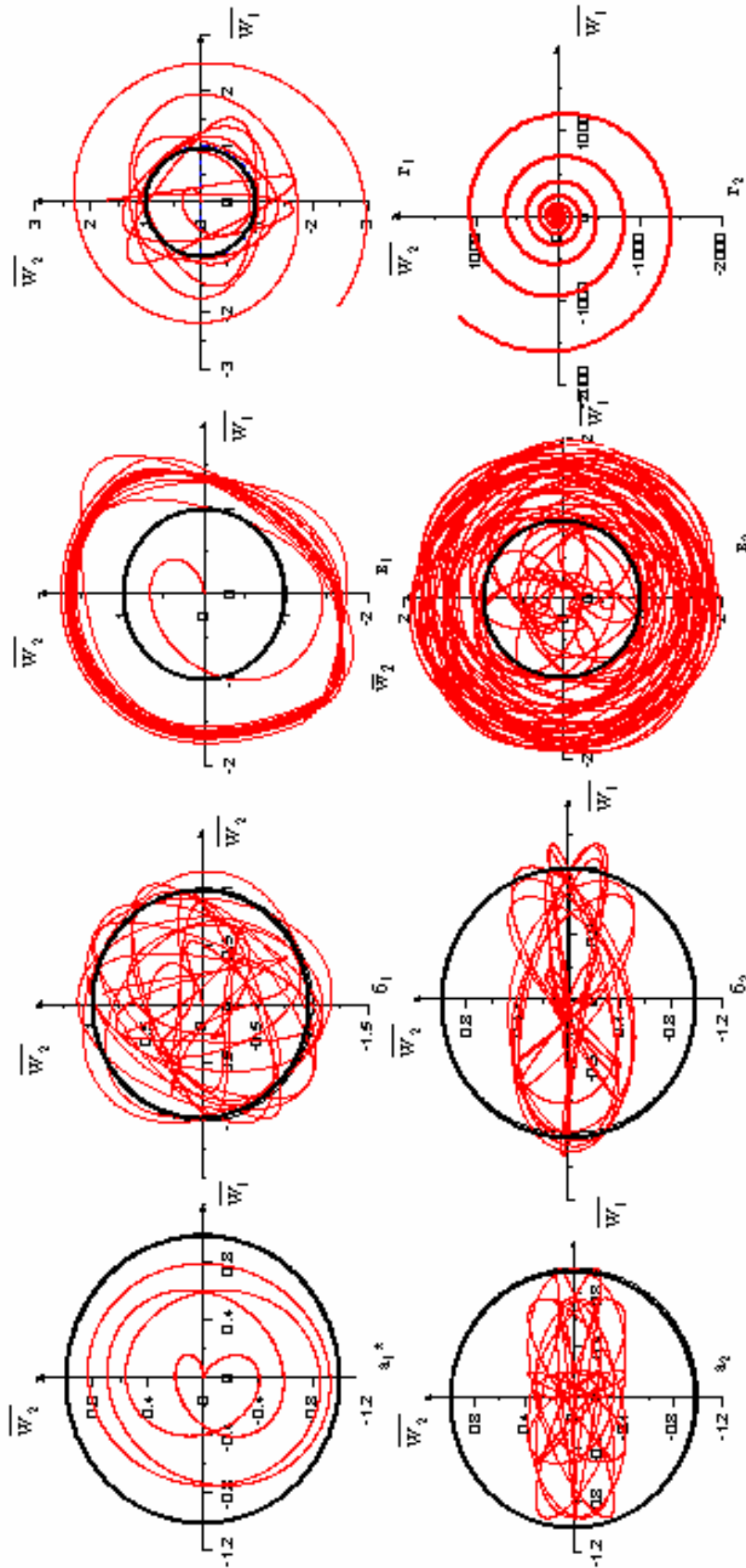


Рис. 2. Жёсткостная характеристика статора с учётом потерь: 1 – нагрузочная часть петли гистерезиса; 2 – разгрузочная часть

В пределах принятой расчётной схемы (рис. 1) выявлено несколько характерных видов (форм) траекторий движения ротора (рис. 3):

– установившаяся траектория движения ротора внутри зазора [8] (без задеваний о статор, рис. 3, а) при отсутствии сопротивления движению будет следствием наложения незатухающих колебаний с собственной частотой p вместе с центром вала и вынужденных колебаний с частотой ω от приобретенной в процессе мгновенной разбалансировки



Несимметричные (a_1) траектории связаны с учётом веса ротора

Рис. 3. Классификация характерных видов (форм) траекторий нестационарных колебаний ротора после мгновенной разбалансировки:

a_1, a_2 – движение внутри зазора δ ротора на равножестких (a_1) и неравножестких (a_2) в направлении 1 и 2 опорах;

b_1, b_2 – движение с периодическими контактами со статором;

v – установившийся процесс обката (с демпфированием в статоре (v_1) и без демпфирования в статоре и $f=0$ (v_2);

Γ_1, Γ_2 – обкат с возрастающими амплитудами колебаний (неустановившийся процесс обката);

Γ_1 – момент изменения направления движения по траектории; Γ_2 – дальнейшее развитие опасной формы обката

неуравновешенности. Поэтому вид траектории движения будет зависеть от $\alpha = \omega/p$. На рис. 3, а₁; 3, а₂ траектории движения показаны для $\alpha_1 = \alpha_2 = 1,25$ и $\alpha_1 = 1,25$, $\alpha_2 = 0,75$, соответственно. При других значениях α траектории имеют большее число петель и узлов. Наличие сопротивления движению ротора приводит к постепенному затуханию колебаний с частотой p и вид установившейся траектории будет определяться только вынужденными колебаниями с частотой ω . В общем случае можно говорить о допустимом уровне ϵ_d мгновенной разбалансировки ротора, который ещё не приводит к контакту вращающегося ротора с жёстким элементом статора. Уменьшение зазора δ во столько же раз уменьшает допустимый уровень разбалансировки ϵ_d ротора. Для жёсткого ротора допустимый уровень ϵ_d больше, чем для гибкого ротора в 2 – 2,5 раза. В случае ротора на неравножестких опорах нестационарные колебания происходят, в основном, в плоскости наименьшей жёсткости (рис. 3, а₂).

– движение с периодическим контактом со статором (рис. 3, б). Периодический контакт ротора со статором характерен для всех типов роторов на начальном временном интервале движения ротора с контактом и может рассматриваться как вид траектории движения при незначительном $(1,1 - 1,2) \cdot \epsilon_d$ превышении допустимого уровня разбалансировки. В этом случае контакты ротора могут быть по всей окружности статора или в плоскости минимальной жёсткости (рис. 3, б₂) в случае неравножестких в направлении 1 и 2 опор. Последнее не исключает переход в обкат в случае дальнейшего превышения ϵ_d . Если статор податливый, то периодические контакты переходят в безотрывное движение;

– безотрывное движение ротора по статору (рис. 3, в), как установившийся процесс обката, после переходных колебаний ротора от приобретенной неуравновешенности. Такая траектория движения характерна для любого типа ротора при превышении ϵ_d (в 1,2 и более раз), относительно податливого статора или достаточном демпфировании в статоре (рис. 3, в₁). Силы, возникающие в месте контакта, будут зависеть от уровня разбалансировки, жёсткости статора. Такой вид обката и характерные дефекты после выхода из него описаны в [5];

– обкат с возрастающими амплитудами (рис. 3, г₁) деформации статора и силами в точке контакта, превышающими в сотни раз вес ротора. Этот наиболее опасный вид обката (неустановившийся процесс) возникает при больших коэффициентах трения ($f > 0,1$) скольжения в месте контакта, незначительном демпфировании в статоре; особенно характерен он при разбалансировках в районе резонанса, прохождении через резонанс. Для жёсткого ротора, кроме отмеченного, необходима значительная (в 2 –

2,5 раза больше) разбалансировка по сравнению с гибким ротором. Характерная особенность неустановившегося процесса обката: после начальных контактов (контакта) со статором в процессе переходных колебаний направление скорости прецессии $\dot{\theta}$ меняется на обратное (траектория движения меняет направление обычно после достаточно острого угла входа и выхода из контакта, рис. 3, г₁). После этого процесс движения становится необратимым. В [5] такое развитие процесса обката названо ликвидационным процессом. Примером развития обката в такой форме и его последствий являются катастрофические разрушения турбоагрегатов, описание которых приведены в [2 – 5].

Интересно, что в случае установившегося процесса обката наблюдалось несколько изменений направления скорости прецессии $\dot{\theta}$, но, в конце концов, дальнейшее движение продолжалось с прямой прецессией и естественными уменьшениями величины $\dot{\theta}$ в моменты контакта. $t \leq 0,325$ с – выбрано из условия, что переходные колебания ротора даже при уровнях разбалансировки, незначительно превышающих допустимый уровень ϵ_d , заканчиваются, и процесс колебаний приобретает либо установившийся характер, либо амплитуды колебаний возрастают (неустановившийся процесс). В некоторых случаях t увеличивалось в несколько раз для уточнения характера обката (установившийся или неустановившийся).

Исключить полностью причины развития обката ротора по статору, по-видимому, невозможно. Задача заключается в разработке способов смягчения его последствий, например, ограничением амплитуд колебаний, как это показано для установившегося процесса обката (рис. 3, в). Ниже, для иллюстрации, приведены примеры развития наиболее опасного вида (рис. 3, г) обката и результаты стабилизации процесса обката за счёт уменьшения коэффициента трения скольжения в месте контакта и демпфирования в статоре.

Влияние зазора на развитие обката. При увеличении зазора δ между ротором и относительно жёстким элементом статора возрастает и допустимый уровень ϵ_d разбалансировки, необходимый для обеспечения касания ротора со статором. Зависимость прямо пропорциональная. Приведенная на рис. 3 классификация траекторий движения ротора с контактом со статором, если контакт произошёл, сохраняется при увеличенном зазоре и, лишь в деталях, зависит от величины зазора.

Влияние коэффициента трения скольжения f на развитие обката. Для последующих сравнений выбран гибкий ротор ($\alpha_1 = \alpha_2 = 1,25$), отстроенный от резонанса на 25% с зазором $\delta = 2,8$ мм. Демпфиро-

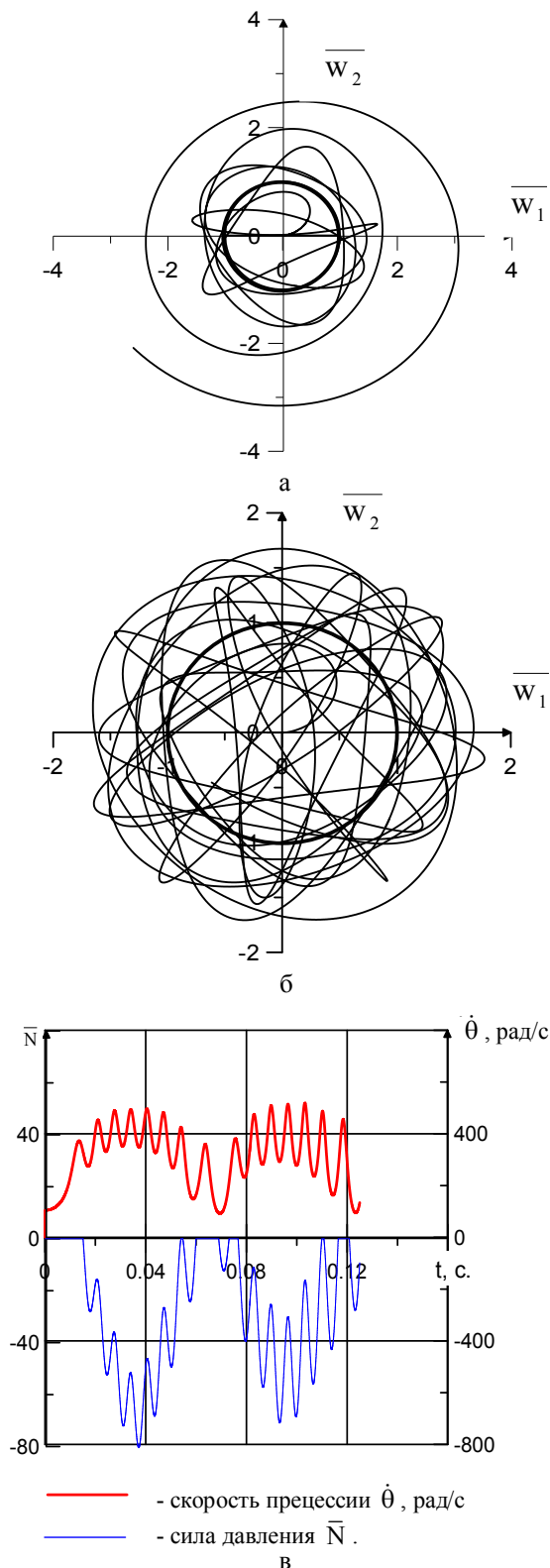


Рис. 4. Развитие обката гибкого ротора с $\alpha_1 = \alpha_2 = 1,25$; $\varepsilon = 0,12 \cdot 10^{-2}$ м (0,12%G на радиусе 1 м) после мгновенной разбалансировки при изменении коэффициента трения скольжения f : а – $f = 0,2$ в интервале $t = 0 \div 0,125$ с; б – $f = 0,05$ в интервале $t = 0 \div 0,325$ с; в – изменение $\bar{N}$ и $\dot{\theta}$ на начальном участке интервала времени t при $f = 0,2$

вание в статоре отсутствует. Величина разбалансировки принята заведомо выше (в 2 раза) допустимого уровня ε_d , как и коэффициент трения скольжения $f = 0,2$, чтобы обеспечить обкат, соответствующий рис. 3, г. На рис. 4, а приведены траектория движения ротора после мгновенной разбалансировки, а также изменение скорости прецессии $\dot{\theta}$ и реакции статора $\bar{N}$ ($N = \bar{N} \cdot G$) в процессе переходных колебаний на начальном участке интервала времени t .

На рис. 4, б те же параметры нестационарного процесса показаны для случая $f = 0,05$. Процесс колебаний установившийся (аналогично рис. 3, б₁) с периодическими ударами по всей окружности расточки статора. В случае $f = 0$ опасная форма обката не возбуждается при любой отстройке ротора от резонанса. Независимо от величины мгновенной разбалансировки возникает только установившаяся форма обката. Таким образом, за развитие опасной формы обката ответственна сила трения (точнее её величина) между ротором и статором. При превышении некоторого предельного (для данных условий контакта) значения силы трения характер обката меняется от установившейся траектории движения ротора с контактом со статором (рис. 7, а) к неустановившейся форме обката (рис. 7, б) с возрастающими амплитудами колебаний.

Влияние жёсткости статора на развитие обката. Податливость статора уменьшает влияние силы трения на развитие опасной формы обката, и при большой податливости статора обкат стремится к установившейся форме колебаний свободного ротора на опорах. С увеличением жёсткости статора переход к опасной форме обката происходит в более короткий промежуток времени. Поэтому контакт с жёстким элементом статора несёт большую угрозу, чем с податливым элементом.

Влияние демпфирования в статоре на развитие обката. Дополнительно к исходным данным (рис. 4, а) учитывается демпфирование в статоре в соответствии с табл. 1 (рис. 2). Результаты, приведенные на рис. 5, показывают, что наиболее радикальным способом стабилизации амплитуд колебаний при развитии обката является увеличение демпфирования в статоре. Сравнение результатов (рис. 5) необходимо выполнять с результатами рис. 4а. Положительным в этом случае является следующее: силы, всё-таки, ограничены по величине, а время для срабатывания системы защиты увеличивается и это, по-видимому, главный выигрыш в смягчении последствий развития обката ротора по статору. Например, для рассматриваемого ротора с учётом демпфирования в статоре периодическая сила давления на статор $N \leq 80 \cdot G$ в случае значительной по величине разбалансировки $\varepsilon = 2,5 \varepsilon_d$.

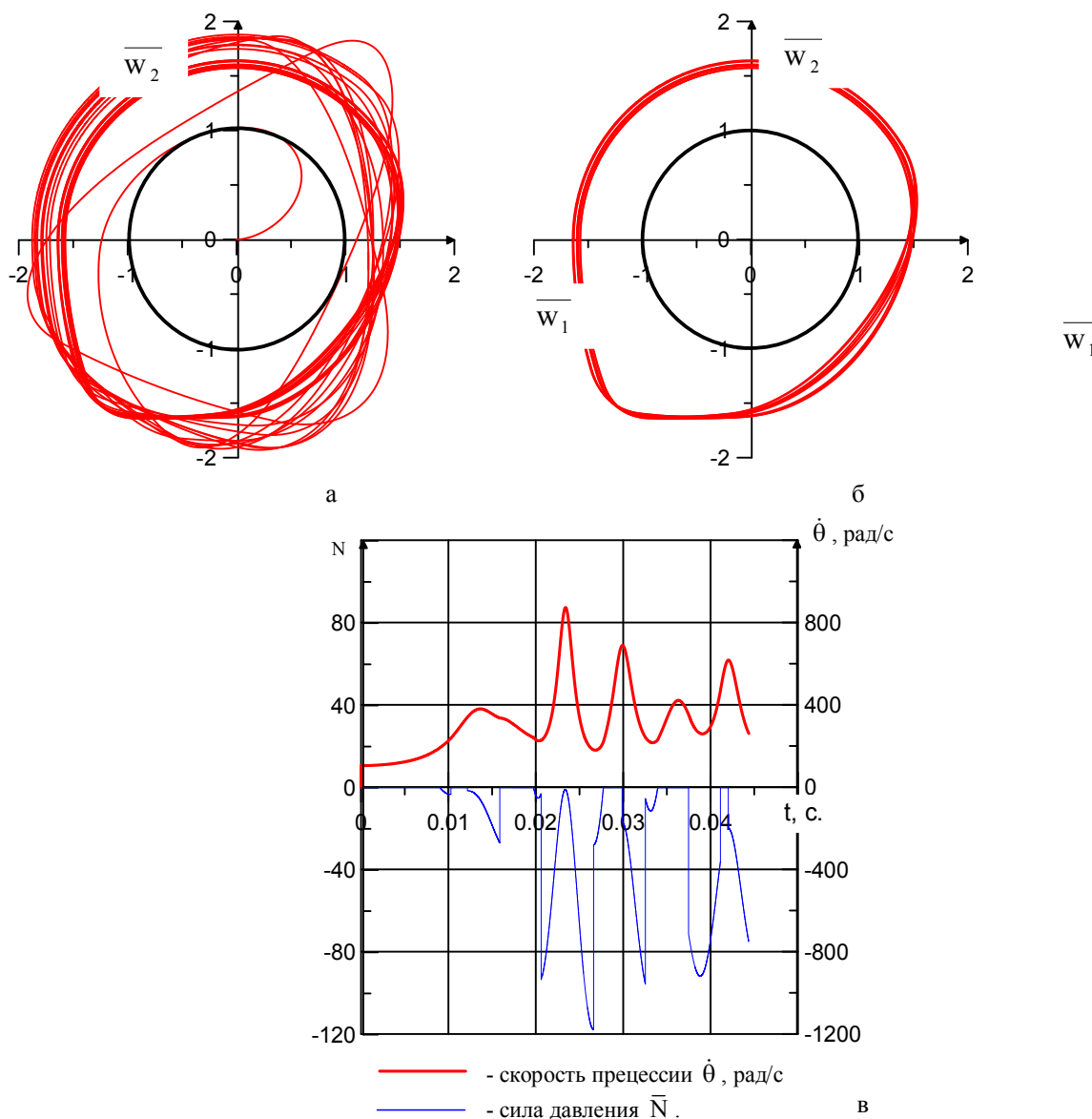


Рис. 5. Развитие обката гибкого ротора $\alpha_1 = \alpha_2 = 1,25$; $\varepsilon = 0,15 \cdot 10^{-2}$ м (0,15%G на радиусе 1 м), $f = 0,2$ при наличии демпфирования в статоре:

а – траектория движения ротора в интервале $t = 0 \div 0,625$ с; б – траектория движения ротора в конце интервала t ; в – изменение $\overline{N}$ и $\dot{\theta}$ на начальном участке интервала времени t

Особенно опасна мгновенная разбалансировка в зоне резонанса ротора, так как допустимый уровень разбалансировки ε_d заметно снижается. Например, разбалансировка ротора вблизи резонанса ($\alpha_1 = 1,025$, $\alpha_2 = 0,975$) с $\varepsilon = 0,02 \cdot 10^{-2}$ м уже приводит к обкату с нарастающими амплитудами (рис. 6, а). На рис. 6, б показаны результаты стабилизации амплитуд нестационарных колебаний при значительной по величине разбалансировке (в 6 раз больше принятой для получения результатов рис. 6, а). Таким образом, введение демпфирования в конструкцию статора стабилизирует переходные колебания и нарушает опасное развитие обката. Опасность уста-

новившегося обката (рис. 3, в) для целостности турбоагрегата будет зависеть от величины приобретенного в процессе мгновенной разбалансировки небаланса.

Демпфирование в статоре не обязательно связано с деформацией самого тела статора. Достаточно введения дополнительных устройств, обеспечивающих значительные потери при движении статора совместно с ротором, что предполагает, например, установку турбины на амортизаторы с ограничением амплитуд нестационарных колебаний демпферными устройствами, по крайней мере, в поперечном оси турбины направлении.

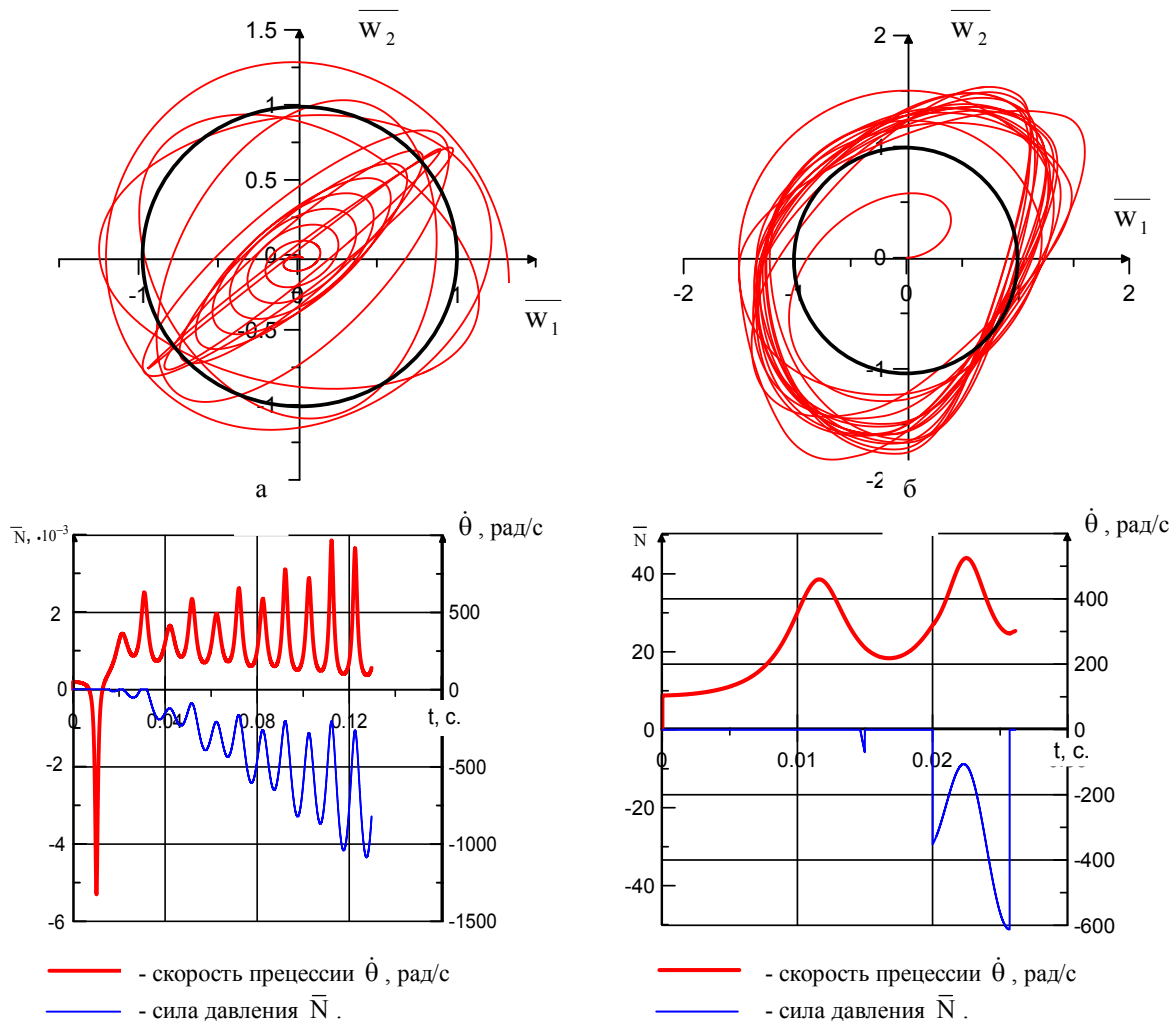


Рис. 6. Развитие обката после мгновенной разбалансировки ротора в резонансной зоне ($\alpha_1 = 1,025$; $\alpha_2 = 0,975$):
 а – $\varepsilon = 0,02 \cdot 10^{-2}$ м (0,02% G на радиусе 1 м); $f = 0,2$; без демпфирования в статоре в интервале $t = 0 \div 0,275$ с;
 б – $\varepsilon = 0,12 \cdot 10^{-2}$ м (0,12% G на радиусе 1 м); $f = 0,2$ с учётом демпфирования в статоре в интервале $t = 0 \div 0,325$ с

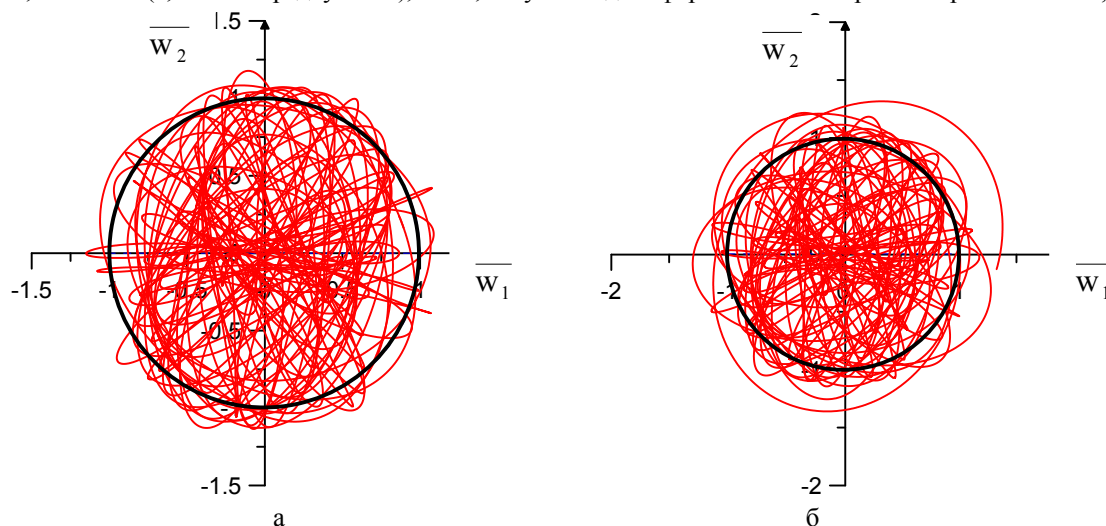


Рис. 7. Пример перехода от установившейся траектории движения ротора с контактом со статором к неустойчивой форме при незначительном изменении величины мгновенной разбалансировки ε ротора

$\alpha_1 = \alpha_2 = 0,75$, $f = 0,2$: $\varepsilon = 0,13 \cdot 10^{-2}$ м (0,13% G на радиусе 1 м) – рис. а; $\varepsilon = 0,135 \cdot 10^{-2}$ м (0,135% G на радиусе 1 м) – рис. б; $t = 0 \div 0,885$ с

Выводы

1. Результаты исследования показывают, что мгновенная разбалансировка меньше допустимого уровня ε_d не приводит к развитию опасной формы обката. Принятые величины зазоров между жёсткими элементами ротора и статора допускают $\varepsilon_d = (0,02 - 0,13)\% G$ в зависимости от отстройки ротора от резонанса и параметров в месте контакта.

При отсутствии сопротивления движению ротора внутри зазора (без контакта со статором) вид установившейся траектории движения ротора будет зависеть от $\alpha = \omega/r$.

2. Наиболее опасная форма обката (рис. 4, в) с нарастающими амплитудами развивается при любой отстройке ротора от резонанса в случае мгновенной разбалансировки, превышающей допустимый уровень разбалансировки ε_d , и отсутствии достаточного демпфирования. Например, для жёсткого ротора допустимый уровень разбалансировки в 2 – 2,5 раза выше, чем для гибкого ротора и относительно незначителен для случая разбалансировки ротора в зоне резонанса.

3. При уменьшении зазора между ротором и статором (их относительно жёсткими элементами) допустимый уровень ε_d пропорционально уменьшается, т.е. контакт ротора и последующий переход в обкат возможен при потере пропорционально меньшей массы.

4. Уменьшение коэффициента трения скольжения в месте контакта вращающегося ротора со статором снижает вероятность развития опасной формы обката. Например, при отсутствии силы трения между ротором и статором ($f = 0$) опасная форма обката не возбуждается при любой отстройке ротора от резонанса. Независимо от величины мгновенной разбалансировки возникает только установившаяся форма обката.

5. Увеличение демпфирования в статоре является самым радикальным способом стабилизации амплитуд переходных колебаний в случае мгновенной разбалансировки даже в зоне резонанса и приводит к нарушению развития опасной формы обката. Время стабилизации амплитуд колебаний при обкате зависит от величины демпфирования, но в

любом случае воздействие на конструкцию возрастающих по величине сил со стороны ротора исключается. Опыт эксплуатации [5] показывает, что наличие демпферных устройств в системе амортизации рамы турбоагрегата ограничило опасное развитие обката и сохранило, по крайней мере, целостность турбоагрегата.

6. Переход к установившейся форме обката не исключает действие переменных сил, зависящих от величины приобретенного в процессе разбалансировки небаланса, что может оказаться небезопасным для прочности элементов турбоагрегата.

Литература

1. Олимпиев В.И. Об обкате неуравновешенного гибкого ротора по статору / В.И. Олимпиев // *Машиноведение*. – 1976. – № 1. – С. 52-56.
2. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы / И.Ш. Загретдинов, А.Г. Костюк, А.Д. Трухний, П.Р. Должанский // *Теплоэнергетика*. – 2004. – № 5. – С. 5-15.
3. Щегляев А.В. Действие внезапной разбалансировки на ротор турбогенератора / А.В. Щегляев, А.Г. Костюк // *Теплоэнергетика*. – 1969. – № 8. – С. 5-10.
4. Шатохин В.Ф. Некоторые предложения по предотвращению катастроф, связанных с разрушением турбоагрегатов / В.Ф. Шатохин // *Вестник машиностроения*. – 2007. – № 6. – С. 25-31.
5. Шатохин В.Ф. Предопределённость развития ликвидационного процесса турбоагрегата и примеры его последствий / В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – № 8 (44). – С. 95-102.
6. Костюк А.Г. Исследование движения ротора в зазоре с контактом о статор после мгновенной разбалансировки / А.Г. Костюк, В.Ф. Шатохин, С.Д. Циммерман // ISSN 1727-0219 *Вестник двигателестроения*. – 2009. – № 3. – С. 113-121.
7. Шатохин В.Ф. Численный анализ колебаний турбоагрегата в случае импульсного кинематического воздействия / В.Ф. Шатохин // *Вестник машиностроения*. – 2008. – № 8. – С. 14-20.
8. Банах Л.Я. Некоторые явления, возникающие при движении вала в подшипнике с зазором / Л.Я. Банах // *Машиноведение*. – 1965. – № 1. – С. 70-77.

Поступила в редакцию 1.06.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.Л. Лукашенко, Калужский филиал Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана (КФ МГТУ), Калуга, Россия.

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ В МІСЦІ КОНТАКТУ РОТОРА ІЗ СТАТОРОМ НА РОЗВИТОК ОБКАТУ ПІСЛЯ МИТТЄВОГО РОЗБАЛАНСУВАННЯ РОТОРА

В.Ф. Шатохін, С.Д. Циммерман

Приведено результати чисельного моделювання руху однодискового ротора на опорах в зазорі з контактом із статором (зачіпанням об статор або обкатом по статору) після миттєвого розбалансування ротора. Розглядається різна частотна відбудова ротора від оборотної частоти у момент миттєвого розбалансування (жорсткий, гнучкий ротор, розбалансування в зоні резонансу, ротор на нерівножорстких опорах). Приведена класифікація траєкторій розвитку нестационарного процесу коливань після миттєвого розбалансування, показано вплив величини зазору, коефіцієнта тертя ковзання в місці контакту, демпфування в статорі на розвиток небезпечної форми обкату з наростаючими амплітудами (несталий процес коливань). Аналіз траєкторій руху показує, що обкат з наростаючими амплітудами можливий для будь-якого типу ротора при перевищенні деякого допустимого рівня розбалансування. Наприклад, для жорсткого ротора допустимий рівень вищий (у 2 – 2,5 рази), ніж для гнучкого ротора; при розбалансуванні в зоні резонансу допустимий рівень знижується у декілька разів в порівнянні з гнучким ротором при збереженні характеристик контакту. Допустимий рівень розбалансування залежить і від величини зазору (зменшується пропорційно зазору). Збільшення коефіцієнта тертя ковзання в місці контакту ротора із статором сприяє виникненню обкату. За відсутності сили тертя ($f = 0$) між ротором і статором небезпечна форма обкату не виникає; при будь-якій відбудові від резонансу обкат має сталу форму незалежно від величини миттєвого розбалансування. Демпфування в статорі стабілізує амплітуди нестационарних коливань і порушує розвиток небезпечної форми обкату. Чисельне моделювання процесу перехідних коливань дозволяє, в умовах прийнятої розрахункової схеми, оцінити небезпеку виникнення обкату після миттєвого розбалансування.

Ключові слова: обкат, миттєве розбалансування, жорсткість і демпфування статора в місці контакту ротора із статором.

INFLUENCE OF ROTOR-STATOR CONTACT PARAMETERS ON THE RUNNING-IN DEVELOPMENT AFTER THE ROTOR INSTANT UNBALANCE

V.F. Shatokhin, S.D. Tsimmerman

Given in the study are the results of numerical simulation of the single-disc rotor movement on the supports in the clearance with the stator contact (brushing against stator or stator running-in) after instant unbalance of the rotor. The various rotor frequency adjustment from the reversing frequency is considered at the moment of the instantaneous unbalance (rigid, flexible rotor, unbalance in the resonance area, rotor on the unequally-rigid supports). Presented in the study is the classification of the paths of the non-stationary oscillations development after instantaneous unbalance; influence of the clearance value, the coefficient of kinetic friction in the contact place and stator damping on the development of the dangerous form of running-in with increasing amplitudes (unsteady process of oscillations) are presented as well. The path movements analysis shows that the running-in with increased amplitudes is possible for any rotor type when the admissible unbalance level is exceeded. For example, the admissible level for the rigid rotor is higher (2 – 2.5 times more) than that for the flexible rotor; when unbalancing in the resonance area, the admissible level is reduced several times compared to that of the flexible rotor, with contact characteristics kept. The admissible level of the unbalance depends on the clearance value as well (it decreases proportionally to the clearance). The increase in the coefficient of kinetic friction in the contact place between the rotor and the stator results in appearance of running-in. When there is no friction ($f = 0$) between the rotor and the stator, the dangerous form of running-in does not appear; at any adjusting from the resonance the running-in has a steady form independently of the instant unbalance value. The stator damping stabilizes the transient oscillation amplitudes and disturbs the development of the dangerous form of running-in. The numerical simulation of the process of transient oscillations enables, considering the accepted calculation model, to evaluate the risk of running-in initiation after the instant unbalance.

Key words: running-in, instant unbalance, rigidity and damping of the stator in the rotor-stator contact place.

Шатохін Віктор Фёдорович – канд. техн. наук, ведущий инженер-конструктор-разработчик ОАО «Калужский турбинный завод», Калуга, Россия, e-mail: Chebotarev@ktz.planetatelecom.ru.

Циммерман Сергей Дмитриевич – канд. техн. наук, главный инженер ОАО «Калужский турбинный завод», Калуга, Россия, e-mail: Chebotarev@ktz.planetatelecom.ru.

УДК 629.7036

А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ, Н.Н. КОСТИН, О.В. СУЛЬДИНА

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

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ НА БОЛЬШИЕ РЕСУРСЫ МАТЕРИАЛОВ ДЕТАЛЕЙ КОНВЕРТИРУЕМЫХ ГТД

В работе проанализирована применимость используемых авиационных материалов на большие ресурсы (50000...100000 ч) для дисков двигателей наземного применения. Для дисков с наработкой 20000...30000 час. приведены результаты экспериментальных исследований одного из материалов – ЭИ698-ВД. Выполнен анализ полученных результатов испытаний. При этом получено незначительное изменение свойств этого материала, что не препятствует дальнейшему увеличению ресурса дисков. Выполнен анализ возможности дальнейшей эксплуатации дисков и показано, что нужно делать для увеличения их ресурса.

Ключевые слова: ресурс, испытания, гладкие образцы, образцы с надрезом, длительная прочность, диски турбин.

Введение

В последние годы получило значительное развитие использование авиационных двигателей, отработавших свой ресурс для наземного применения. Так, например, двигатели разработки ГП «Ивченко-Прогресс» Д-136, АИ-20, АИ-25, Д-18Т после отработки в эксплуатации используются в газотурбинных приводах, двигателях наземного применения: Д-336-1, Д-336-2, Д-336-2Т, АИ-336-2-8, Д-336-1-4, Д-336-2-4, АИ-2500, МСТ-198.

При этом приходится решать проблемы обеспечения прочности и ресурса деталей конвертируемых двигателей. Одним из важных вопросов работоспособности конвертируемых двигателей является вопрос применимости используемых материалов на большие ресурсы (50000...100000 час.). Изучить механическое повреждение материала в соответствующих условиях испытаний при продолжительности десятков тысяч часов не представляется возможным прежде всего из-за существенных временных и материальных затрат. Поэтому в статье рассмотрены методы прогнозирования работоспособности материала на большие ресурсы и приведены результаты экспериментальных исследований сплава ЭИ698-ВД после отработки в эксплуатации 20000...30000 час.

1. Определение характеристик длительной прочности материала на большие ресурсы

При анализе работоспособности материалов на большие ресурсы используются температурно-вре-

менные параметры (ТВП). Одним из самых распространенных ТВП является параметр Ларсена-Миллера [1]:

$$P_{Л-М} = \frac{\Delta H}{R} = T \cdot (C_{Л-М} + \lg t_p), \quad (1)$$

где T – температура, К; t_p – время до разрушения, час.; $C_{Л-М}$ – постоянная, составляющая в общем случае от 15 до 30 в зависимости от сплава; ΔH – энергия активации ползучести; R – газовая постоянная.

Уравнение кривой длительной прочности материала может быть записано в виде:

$$\sigma_{дл} = F(P_{Л-М}). \quad (2)$$

Коэффициенты уравнения (2) могут быть рассчитаны методом средних квадратических отклонений в виде полинома [2]:

$$\lg \sigma = A_1 + A_2 \cdot P_{Л-М} \cdot 10^{-3} + A_3 \cdot (P_{Л-М} \cdot 10^{-3})^2 + \dots + A_n \cdot (P_{Л-М} \cdot 10^{-3})^{n-1}. \quad (3)$$

Для определения коэффициентов A_n в уравнении (3) используются статистически значимые результаты испытаний образцов на длительную прочность.

Рассчитанная таким образом кривая длительной прочности сплава может быть использована для интерполяционного определения характеристик длительной прочности в пределах обследованного интервала температур и экстраполяции по времени и по температуре в небольших пределах [2]. За этими пределами экстраполяционное определение характеристик длительной прочности может давать существенные погрешности.

Поскольку практически используемые диапазоны температурно-временного интервала приме-

ния сплавов существенно превышают исследованный диапазон, то всегда возможны погрешности в определении долговечности.

Даже при отсутствии экстраполяции за пределы исследуемого диапазона, самому методу предсказания времени до разрушения с использованием ТВП (всего их более 30) присущи несоответствия с реальными данными вследствие [1]:

- 1) упрощенного рассмотрения теоретических и расчетных посылок, которые лежат в основе каждого параметра;
- 2) не учитывается существенное влияние структурных изменений в материале;
- 3) не учитывается влияние дефектов (в частности металлургических).

2. Результаты экспериментального исследования характеристик материала с наработкой 20000...30000 ч

В разделе 1 приведены причины, в соответствии с которыми необходим периодический контроль свойств материала после длительной эксплуатации.

Такой периодический контроль свойств материалов дисков, как для двигателей авиационного применения, так и для двигателей наземного применения, производится на ГП «Ивченко-Прогресс». В последнее время таким исследованиям уделяется все больше внимания. Это связано с увеличением ресурсов деталей авиационных двигателей и двигателей наземного применения в эксплуатации и при проектировании новых двигателей.

Одно из последних исследований дисков турбины для наземного использования проведено для дисков 1 и 2 ступеней силовой турбины (СТ) изделия МСТ-198 из сплава ЭИ698-ВД, наработка которых составила 22435 час.

Следует отметить, что наработка данного изделия продолжает увеличиваться. На сегодняшний день несколько экземпляров МСТ-198 отработали в составе двигателей наземного применения больше, чем по 40000 час.

После изъятия из эксплуатации дисков с наработкой 22435 час., был проведен их внешний осмотр, контроль ЛЮМ1-ОВ, контроль геометрических характеристик для определения остаточных деформаций в ступичной и ободной части. При этом вытяжка дисков практически не обнаружена.

Затем диски были порезаны на 3 кольца, чтобы исследовать свойства в различных зонах этих деталей – ступице, ободной части и полотне. Из колец были изготовлены образцы для испытаний.

Всего из 2 дисков было изготовлено больше 100 образцов различного типа, предназначенных для различных исследований.

Для испытаний на длительную прочность из диска 1 ступени СТ было изготовлено 25 образцов. Из них – 10 гладких образцов (6 образцов из ободной части и 4 образца из ступицы диска), 12 образцов с надрезом $R_n = 0,15$ мм (6 образцов из ободной части и 6 образцов из ступицы диска) и 3 плоских образца из полотна диска.

Для испытаний на длительную прочность из диска 2 ступени СТ был изготовлен 21 образец. Из них – 8 гладких образцов (4 образца из ободной части и 4 образца из ступицы диска), 10 образцов с надрезом $R_n = 0,15$ мм (6 образцов из ободной части и 4 образца из ступицы диска) и 3 плоских образца из полотна диска.

Плоские образцы толщиной 2,5 мм (6 штук) обычно не исследуются для дисков, но из-за малой толщины полотна такие испытания были проведены.

Для испытаний на малоцикловую усталость из диска 1 ступени СТ было изготовлено 11 гладких образцов (6 образцов из ободной части и 5 образцов из ступицы диска).

Для испытаний на малоцикловую усталость из диска 2 ступени СТ было изготовлено 12 гладких образцов (6 образцов из ободной части и 6 образцов из ступицы диска).

Для сравнения механических свойств сплава ЭИ698-ВД для новых дисков и свойств материала дисков 1 и 2 ступеней СТ, отработавших более 22000 час., были проведены испытания при $t = 20$ °C и 650 °C по определению предела прочности, предела текучести, относительного удлинения, относительного сужения, ударной вязкости и твердости материала ЭИ698-ВД.

Для гладких образцов и образцов с надрезом $R_n = 0,15$ мм проведены испытания на длительную прочность при $t = 650$ °C. Для гладких образцов проведены испытания на малоцикловую усталость при $t = 650$ °C и $t = 550$ °C. Результаты испытаний образцов при $t = 20$ °C и 650 °C, вырезанных из диска 1 ступени СТ, по определению предела прочности, предела текучести, относительного удлинения и относительного сужения сплава ЭИ698-ВД, приведены в табл. 1 и 2 соответственно.

Таблица 1

Результаты испытаний образцов, вырезанных из диска 1 ступени СТ при $t = 20$ °C

Место вырезки	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
Обод	1239	836	27,2	28,6
	1234	832	26,8	27,2
	1239	836	26,4	27,7
Ступица	1217	874	17,6	19,0
	1238	856	20,0	21,7
	1217	874	18,2	19,0

Таблица 2

Результаты испытаний образцов,
вырезанных из диска 1 ступени СТ при $t = 650\text{ }^{\circ}\text{C}$

Место вырезки	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
Обод	1137	820	18,6	20,2
	1129	846	16,0	20,8
	1122	832	22,8	22,9
Ступица	1087	847	18,6	25,7
	1097	844	19,6	22,3
	1102	849	20,4	22,3

Результаты испытаний образцов при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $650\text{ }^{\circ}\text{C}$, вырезанных из диска 2 ступени СТ, приведены в табл. 3 и 4 соответственно.

Таблица 3

Результаты испытаний образцов,
вырезанных из диска 2 ступени СТ при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Место вырезки	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
Обод	1218	825	21,8	22,9
	1218	837	22,0	22,9
	1218	833	22,8	22,9
Ступица	1259	816	24,6	24,9
	1259	829	24,6	24,6
	1264	829	24,4	24,6

Таблица 4

Результаты испытаний образцов,
вырезанных из диска 2 ступени СТ при $t = 650\text{ }^{\circ}\text{C}$

Место вырезки	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
Обод	1107	829	22,4	24,9
	1112	822	20,0	22,3
Ступица	1122	830	22,4	25,4
	1056	764	18,6	22,0

Результаты испытаний на длительную прочность гладких образцов и образцов с надрезом $R_H = 0,15\text{ мм}$, изготовленных из дисков 1 и 2 ступеней СТ МСТ-198, приведены на рис. 1 и 2 соответственно.

Результаты испытаний гладких образцов на малоцикловую усталость при температурах $t = 650\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $550\text{ }^{\circ}\text{C}$ представлены в виде кривых МЦУ, рассчитанных методом средних квадратических отклонений [2] и приведены на рис. 3 и 4 соответственно.

На рисунках также нанесены точки, полученные по результатам испытаний. Напряжения заданы в безразмерном виде.

Кривые МЦУ, построенные по результатам испытаний, находятся выше кривых МЦУ на сплав ЭИ698-ВД по имеющимся данным с учетом разброса свойств («3 σ »).

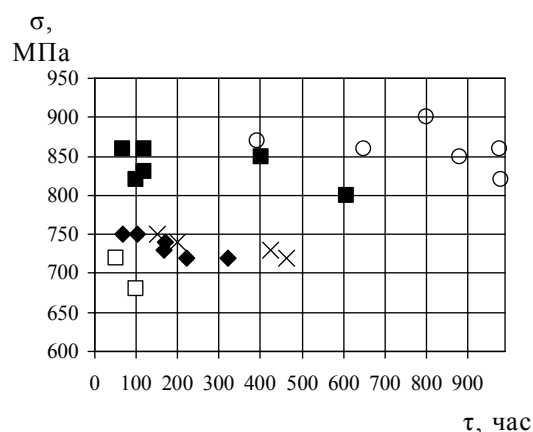


Рис. 1. Результаты испытаний образцов,
вырезанных из диска 1 ступени СТ,
на длительную прочность:

♦ – гладкие образцы из ободной части диска;
■ – образцы с надрезом $R_H = 0,15\text{ мм}$ из ободной части диска; × – гладкие образцы из ступицы диска;
○ – образцы с надрезом $R_H = 0,15\text{ мм}$ из ступицы диска; □ – минимальные свойства сплава ЭИ698-ВД

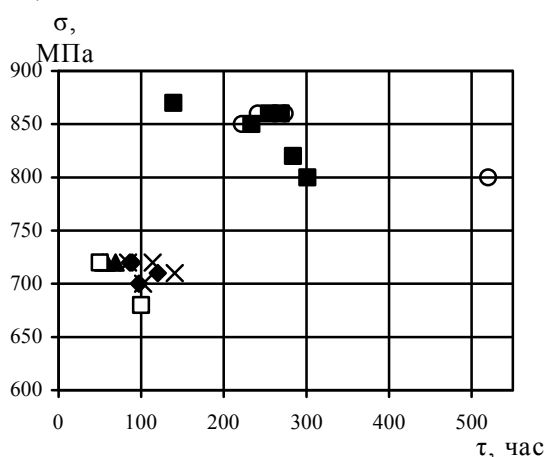


Рис. 2. Результаты испытаний образцов,
вырезанных из диска 2 ступени СТ,
на длительную прочность:

♦ – гладкие образцы из ободной части диска;
■ – образцы с надрезом $R_H = 0,15\text{ мм}$ из ободной части диска; × – гладкие образцы из ступицы диска;
○ – образцы с надрезом $R_H = 0,15\text{ мм}$ из ступицы диска; □ – минимальные свойства сплава ЭИ698-ВД

Поэтому результаты испытаний не препятствуют дальнейшему увеличению ресурса дисков.

Длительная прочность материала дисков, полученная при испытаниях, превосходит минимальные свойства материала ЭИ698-ВД для новых дисков.

На диске 1 ступени СТ время выдержки образцов при нагрузке до разрушения превышает минимальное в 4,4...9,2 раза, для диска 2 ступени СТ – в 1,6...2,2 раза.

Отличие в результатах испытаний образцов из дисков 1 и 2 ступеней СТ обусловлено различием исходных свойств этих дисков.

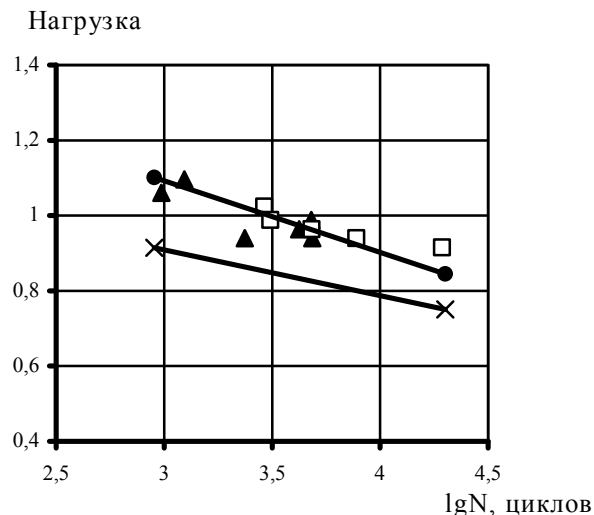


Рис. 3. Результаты испытаний гладких образцов на малоцикловую усталость при $t = 650\text{ }^{\circ}\text{C}$:
▲ – результаты испытаний образцов из ободной части диска; □ – результаты испытаний образцов из ступицы диска; ● – кривая МЦУ для всех образцов; × – кривая МЦУ по имеющимся данным с учетом разброса свойств («3σ»)

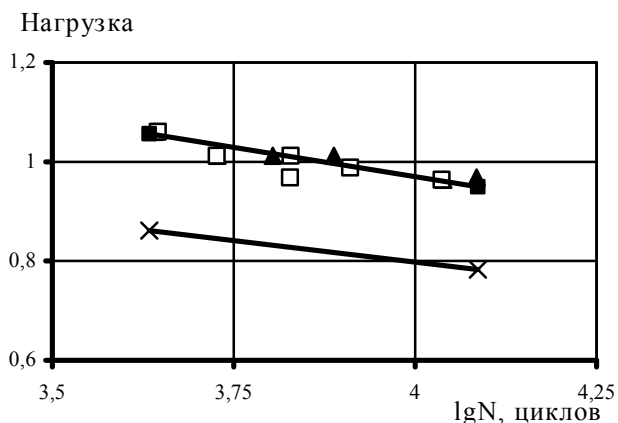


Рис. 4. Результаты испытаний гладких образцов на малоцикловую усталость при $t = 550\text{ }^{\circ}\text{C}$:
▲ – результаты испытаний образцов из ободной части диска; □ – результаты испытаний образцов из ступицы диска; ● – кривая МЦУ для всех образцов; × – кривая МЦУ по имеющимся данным с учетом разброса свойств («3σ»)

Особенностью испытания образцов из диска 1 ступени явилось то, что длительность до разрушения для образцов из ступицы была в несколько раз выше, чем из ободной части. Это связано с более высоким уровнем температур ободной части диска 1 ступени СТ, что привело к его некоторым структурным изменениям.

Для диска 2 ступени такой разницы по длительности не получено, что вызвано меньшим перепадом и более низким уровнем температур.

Материал дисков не проявил чувствительности к концентраторам напряжений. При испытаниях образцов с надрезом ($R_H = 0,15\text{ мм}$, $\alpha_\sigma = 3,35$) получено соотношение:

$$1,2 \geq \frac{\sigma_{100}^H}{\sigma_{100}} \geq 1,1, \quad (4)$$

где σ_{100}^H – предел длительной прочности образцов с надрезом; σ_{100} – предел длительной прочности гладких образцов.

Следует отметить, что соотношение 1,1 между уровнем напряжений испытания образцов с надрезом и гладких образцов выдержано только для нескольких образцов, для большей части испытанных образцов – 1,2.

Анализ результатов определения кратковременных механических свойств материала обоих дисков при комнатной температуре показал их соответствие минимальным требованиям для новых дисков.

При этом пределы прочности и текучести образцов из сплава ЭИ698-ВД для обоих дисков имеют отличия на 4...11% от величин, определенных до начала эксплуатации для образцов из заготовок этих дисков.

Такая разница обусловлена местом и направлением вырезки образцов из диска.

При $t = 650\text{ }^{\circ}\text{C}$ механические свойства сплава ЭИ698-ВД также соответствовали данным для новых дисков. При этом предел текучести для обоих дисков получен выше на 12...14% от требуемого для новых дисков.

Результаты испытаний показали, что свойства материала дисков превосходят минимальные свойства материала ЭИ698-ВД.

С увеличением наработки ухудшение свойств материала будет прогрессировать и после наработки более 50000 ч потребуются восстановительная термообработка.

В частности, для материала ЭИ698-ВД в [3] рекомендуют следующий режим термообработки: отжиг при $820 \pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ с выдержкой 2...3 час. и последующим старением при $775 \pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ в течение 16 час.

Заключение

1. Методу прогнозирования времени до разрушения с использованием ТВП присущи несоответствия с реальными данными.

2. В процессе отработки больших величин ресурсов (50000 ...100000 час.) следует проводить

исследования по контролю ухудшения свойств материала.

3. Исследование материала дисков турбины ЭИ698-ВД после наработки более 22000 ч показало незначительное ухудшение свойств материала, которое не препятствует дальнейшему продолжению эксплуатации дисков.

4. Для восстановления свойств материала целесообразно проводить восстановительные термообработки.

Литература

1. Херцберг. Деформация и механика разрушения материалов конструкций / Херцберг. – М.: Машиностроение, 2002. – 376 с.

2. Ресурсное проектирование авиационных ГТД. Труды ЦИАМ № 1253.

3. Основы конвертирования авиационных ГТД в газотурбинных установках наземного применения / Н.Д. Кузнецов, Е.А. Гриценко, В.П. Дашавченко, В.Е. Резник. – Самара, 1995. – 320 с.

Поступила в редакцию 12.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ВИЗНАЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ НА ВЕЛИКІ РЕСУРСИ МАТЕРІАЛІВ ДЕТАЛЕЙ КОНВЕРТОВАНИХ ГТД

О.В. Шереметьев, М.М. Костін, О.В. Сульдіна

В роботі проаналізовано застосування авіаційних матеріалів, які використовуються на великі ресурси (50000...100000 год.) для дисків двигунів наземного застосування. Для дисків, що працювали 20000...30000 год., приведені результати експериментальних досліджень одного з матеріалів – ЭИ698-ВД. Виконано аналіз одержаних результатів досліджень. Одержано незначні зміни властивостей цього матеріалу, що не перешкоджає подальшому збільшенню ресурсу дисків. Виконано аналіз можливості подальшої експлуатації дисків і показано, що потрібно робити для збільшення їхніх ресурсів.

Ключові слова: ресурс, випробування, гладкі зразки для випробувань, зразки з надрізом, довготривала міцність, диски турбін.

THE DETERMINATION OF THE WORKABLENESS PARTS MATERIALS FOR INDUSTRIAL GTE ON THE LARGE SERVICE LIFE

A.V. Sheremetyev, N.N. Kostin, O.V. Suldina

In paper there was analyzed applicableness of used aviation materials on the large service lives (50.000...100.000 ours) for the industrial engines discs. For the discs with the working time 20.000...30.000 ours there was presented experimental research results of AI-698 material. There was done the analyse of the obtained testing results. Hereby there was obtained a very small changing of the material properties that doesn't setback for further increase of service life. There was done the analysis of further discs exploitation possibility and it was shown what is necessary to do for the increasing of service life.

Key words: service life, tests, smooth samples, notched samples, longtime strength, turbine discs.

Шереметьев Александр Викторович – канд. техн. наук, начальник отдела ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко», Запорожье, Украина.

Костин Николай Николаевич – ведущий конструктор ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина.

Сульдина Олеся Владимировна – инженер-конструктор ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина.

УДК 621.793.6:669.245

Г.И. ПЕЙЧЕВ, В.Е. ЗАМКОВОЙ, Н.В. АНДРЕЙЧЕНКО

Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Украина

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ИЗНОСОСТОЙКИХ СПЛАВОВ ДЛЯ УПРОЧНЕНИЯ БАНДАЖНЫХ ПОЛОК РАБОЧИХ ЛОПАТОК

В настоящей статье приведена систематизация таких сравнительных характеристик, как: твердость, температура плавления и фазовых превращений, фазовый состав жаропрочных износостойких материалов, используемых в авиационной технике для упрочнения бандажных полок рабочих лопаток. Приведена базовая характеристика для этих сплавов – износостойкость, а также, для сравнения – износостойкость лопаточного сплава ЖС26-ВИ, направленной кристаллизации и ЖС6У-ВИ – равноосной кристаллизации. Сделана оценка влияния защитного жаростойкого покрытия на износостойкость. Исследованы влияния воздействия температур в диапазоне технологических нагревов на фазовый состав износостойких сплавов и фазовые превращения.

Ключевые слова: безопасность, надежность, износостойкость, твердость, термостабильность, фазовый состав.

Введение

Проблеме повышения надежности и долговечности уделяется особое внимание при создании, эксплуатации и ремонте авиационной техники и, в частности, газотурбинных двигателей. Ресурс авиационных двигателей определяется долговечностью наиболее ответственных деталей горячего тракта, таких как рабочие лопатки турбины. Рабочие лопатки работают в условиях действия высоких температур и одним из факторов, ограничивающим их ресурс является повреждение бандажных полок. Контактные поверхности бандажных полок упрочняются жаропрочными износостойкими материалами.

Выбор марки износостойкого материала и способа его нанесения производится индивидуально для каждой лопатки определенного двигателя в зависимости от условий эксплуатации, марки основного материала лопатки и ее конструкции, технологических особенностей изготовления и ремонта, и множества других факторов. Поэтому очень важно знать необходимые индивидуальные характеристики износостойких сплавов, чтобы сделать правильный выбор.

На двигателях разработки Государственного предприятия Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко используются три основных износостойких материала:

- на кобальтовой основе – ХТН61 и ВЗК;
- на никелевой основе – ВЖЛ2.

К сожалению информации по износостойким

материалам очень мало, а имеющаяся – разрозненная и без аналитических сравнительных исследований. Также отсутствует информация по фазовому составу, термостабильности фаз в условиях эксплуатационных и технологических температурных интервалов.

1. Формулирование проблемы

В настоящей статье проведена систематизация таких сравнительных характеристик, как: твердость, температура плавления и фазовых превращений, фазовый состав.

2. Материалы и методика исследования

2.1 Определение твердости

«Твердость – это сопротивление, которое оказывает испытываемое тело при внедрении в него другого более твердого тела». Эта формулировка в настоящее время общепризнанна, однако в применении к сопротивлению износу, которое часто отождествляется с твердостью, – не всегда однозначна. Износ – это совокупность очень многих процессов, действующих в различных диапазонах температур, в которых значение твердости не является определяющим и, тем не менее, для грубой оценки износостойкости, как одного из факторов, часто используют твердость, определенную при комнатной и повышенных температурах.

В нашей работе мы определяли твердость каждого сплава при нормальной температуре по Бринелю, по Викерсу и по Роквеллу.

Для определения твердости использовались плоскопараллельные пластины, шлифованные на круге зернистостью 5...10 мкм.

Пластины проходили стандартную термообработку, принятую для каждого сплава на нашем предприятии (табл. 1):

Таблица 1

Параметры стандартной термообработки

Марка материала	Технологические параметры термообработки		
	Температура нагрева, °С	Время нагрева, мин	среда
хтн61	1265	30	вакуум
в3к	1210	30	вакуум
вжл2	1210	30	вакуум

2.2. Исследование термостабильности фаз при высокотемпературных нагревах

Для исследования были выбраны 3 температуры: 1000 °С, 1100 °С и 1210 °С, выдержка при температуре составляла – 30 мин. Микроанализ проводился на оптическом микроскопе **OLYMPUS IX70** без травления и после травления в реактиве Марбле.

2.3. Рентгеноспектральный микроанализ (РСМА)

Исследование проводилось на растровом микроскопе **JSM-6360LA**, оснащенный системой для проведения рентгеноспектрального микроанализа (РСМА).

Исследовались сплавы ВЖЛ2 и ВЗК после термообработок 1000°С и 1210°С, сплав ХТН61, который не имеет превращений при указанных температурах, исследовался только в закаленном состоянии.

2.4 Термический анализ

Методом дифференциального термического анализа (ДТА) измерялась температура плавления сплавов и температура тепловых эффектов при плавлении, с целью установления температур фазовых превращений в сплавах. ДТА проводился в атмосфере гелия со скоростью нагрева и охлаждения 70град/мин.

3. Результаты исследования

3.1. Твердость

Результаты замера твердости приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты замера твердости

Наименование марки материала	Замеры твердости		
	По Бринелю НВ(10/3000)	По Роквеллу HRC	По Викерсу HV 10/10
ХТН 61	390...480	41...45	420...480
ВЗК	500...514	49...53	505...560
ВЖЛ2	530...500	53...54	600...627
ЖС32		34...38	380 390

Из данных табл. 2 видно, что сплав ХТН61, обладающий наивысшей износостойкостью из всех представленных сплавов, имеет самую низкую твердость, хотя и достаточно высокую, превышающую твердость сплавов для отливки турбинных лопаток.

Для сравнения в табл. 3 приведены данные по износостойкости различных сплавов.

Таблица 3

Данные по износостойкости различных сплавов

Исследуемый материал	Интенсивность изнашивания, $I_v, 10^6 \text{ мм}^3/$			
	Температура испытания, °С			
	20	500	900	1000
ХТН61, р.к. оптимальный состав	–	0,28	0,25	0,40
ХТН61(наличие эвтектики)	–	–	–	0,7
ХТН61, наплавка	0,4 – 1,65	–	–	–
ВЖЛ2, р.к.	–	1,51	0,944	4,49
ЖС26ви, вснк	–	–	0,3455	0,4–0,7
ЖС26-ви +всдп11	–	–	–	1,23
ЖС6у-ви р.к.	–	–	–	1,1898

Из данных табл. 3 видно, что наилучшие характеристики износостойкости, во всем диапазоне рабочих температур, показывает износостойкий сплав ХТН61 оптимального химсостава. Конструкционный литейный сплав ЖС26-ВИ в силу своей высокой прочности также имеет неплохие показатели износостойкости (за что был в свое время рекомендован применяться без упрочнения на лопатках 1 категории). Сплав ВЖЛ2 при температурах выше 900°С, теряет свои прочностные характеристики, начинает «течь» и резко повышается его износ. Поэтому он и был рекомендован для использования в диапазоне температур до 900°С, где он успешно конкурирует со сплавом ХТН61, являясь при этом более дешевым сплавом.

3.2. Исследование термостабильности фаз при высокотемпературных нагревах

Проведенные исследования показали, что сплав ХТН61 термостабилен во всем диапазоне температур от 20 до 1300 °С.

Сплавы ВЖЛ2 и ВЗК в диапазоне действия рабочих температур для лопаток турбины достаточно стабильны. Имеются некоторые тенденции к коагуляции фаз. А при температурах нагрева на уровне технологических ($T = 1210$ °С., температура пайки) в этих сплавах, особенно это выражено в сплаве ВЗК, уже происходят процессы растворения и глобулизации упрочняющих фаз, что может сказаться на прочности и износостойкости сплавов (рис. 1, 2). Поэтому для сплава ВЗК невозможна напайка высокотемпературными припоями, которые рекомендованы для жаропрочных литейных сплавов, т.е. его можно наносить только наплавкой, чтобы не испортить основной материал лопаток.

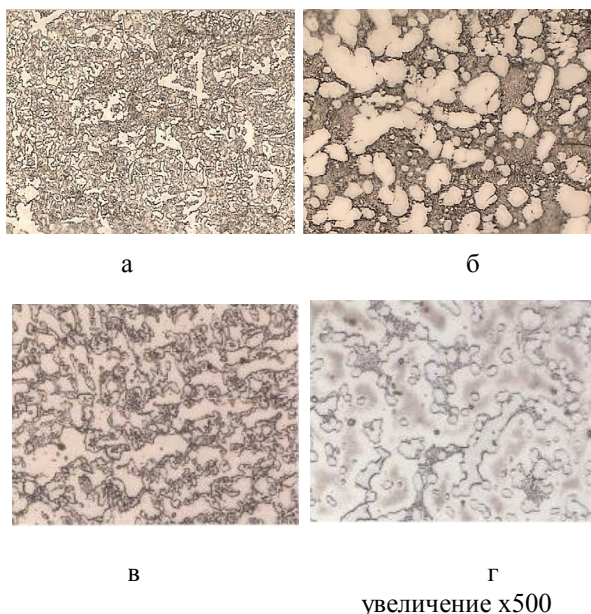


Рис. 1. Микроструктура сплавов:
ВЖЛ2: а – после закалки; б – после закалки и термообработки при $T = 1210$ °С;
ВЗК: в – после закалки; г – после закалки и термообработки при $T = 1210$ °С

3.3. Термический анализ

Проведенный термический анализ показал следующее:

Сплав ХТН61

При соблюдении химического состава в рамках сертификата, в этом сплаве не наблюдается никаких тепловых эффектов до температуры плавления

1320...1340 °С, при завышении содержания углерода и хрома образуются легкоплавкие эвтектики на основе карбида хрома и, как следствие, появляются тепловые эффекты в диапазоне температур 1180...1240 °С, что усложняет напайку такого сплава, а также снижается износостойкость.

Сплав ВЗК

В сплаве наблюдаются два пика на термических кривых. Первые термические эффекты появляются при температуре 1130...1150 °С и соответствуют температуре плавления эвтектики на базе карбидов хрома, вторые эффекты при 1250...1260 °С – плавлению избыточных кристаллов в сплаве $С_{23}С_6$. Температура плавления этого сплава составляет 1270...1275 °С, что делает невозможным использование напайки этого сплава высокотемпературными припоями, которые рекомендованы для жаропрочных литейных сплавов, таким образом, его можно наносить только наплавкой.

Сплав ВЖЛ2

В этом сплаве низкотемпературные эффекты выявлены при температурах 1170...1210 °С, что указывает на фазовые превращения в этом диапазоне температур. Температура плавления этого сплава составляет 1280 °С.

Исходя из этих данных, для сплава ВЖЛ2 можно использовать припой с температурой плавления не выше 1210...1230 °С.

Заключение

Используя данные по основным характеристикам износостойких сплавов, конструктора могут более точно выбирать способы упрочнения контактных зон, а технологи – назначать параметры технологических операций нанесения этих износостойких материалов.

Литература

1. Разработка высокотемпературного износостойкого сплава для упрочнения бандажных полок лопаток ГТД / А.К. Шурин, Г.П. Дмитриева, Н.В. Андрейченко, Л.И. Ивченко, Т.С. Черепова // Новые конструкционные стали и сплавы и методы их обработки для повышения надежности и долговечности изделий. – Запорожье, 1992. – С. 41-42.
2. Испытание металлов // Сб. статей под редакцией К. Нитцше. – М.: Машиностроение, 1967. – 451 с.
3. Чатынян Л.А. Новые износостойкие жаропрочные сплавы для узлов трения / Л.А. Чатынян // Теория трения, износа и проблем стандартизации: сб. статей. – Брянск, 1978. – С. 37-41.

Поступила в редакцию 18.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ЗРІВНЯЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗНОСОСТІЙКИХ СПЛАВІВ ДЛЯ ЗМІЦНЕННЯ БАНДАЖНИХ ПОЛОК РОБОЧИХ ЛОПАТОК

Г.І. Пейчев, В.Є. Замковий, Н.В. Андійченко

В статті проведена систематизація зрівняльних характеристик, таких як міцність, температура плавлення і фазових перетворень, фазовий склад жароміцних зносостійких матеріалів, які використовуються в авіаційній техніці для зміцнення бандажних полок робочих лопаток. Наведена базова характеристика для цих сплавів – зносостійкість, а також для зрівняння – зносостійкість лопаточного сплаву ЖС26-ВИ, спрямованої кристалізації та ЖС6У-ВИ – равноосної кристалізації. Зроблена оцінка впливу захисного жаростійкого покриття на зносостійкість. Досліджено вплив дії температур технологічних нагрівань на фазовий склад зносостійких сплавів та фазових перетворень.

Ключові слова: безпека, надійність, зносостійкість, міцність, термостабільність, фазовий состав.

COMPARATIVE CHARACTERISTICS OF WEAR RESISTANT ALLOYS USED FOR BLADE SHROUD HARDENING

J.I. Peyche, V.E. Zamkovoy, N.V. Andriychenko

This article describes a systematization of such comparative characteristics as hardness, melting and phase transformation temperatures, phase composition of heat-and wear-resistant materials being used in the aircraft engineering for strengthening the blade shroud platforms. The basic characteristic for these alloys is a wear-resistance, and also, for a comparison, wear resistance of a blade ЖС26-ВИ directly solidified alloy and ЖС6У-ВИ alloy featuring an equiaxed solidification. Effect of a protective heat-resistant coating on wear-resistance has been evaluated. Influences of temperature effects on a phase composition of the wear-resistant alloys and phase transformations were researched in the range of process heating.

Key words: safety, reliability, wear resistance, hardness, thermal stability, phase composition.

Пейчев Георгий Иванович – первый заместитель руководителя предприятия, главный инженер ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, Progress @ivchenko-progress. com.

Замковий Васильй Евгеньевич – заместитель главного инженера, Главный металлург ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: 77@zmkb.

Андрійченко Наталія Вікторівна – інженер 1 категорії лабораторії металловедення ОГМет ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: 77@zmkb.

УДК 539.4

В.В. ПОКРОВСКИЙ¹, С.Б. КУЛИШОВ², В.Г. СИДЯЧЕНКО¹,
В.Н. ЕЖОВ¹, В.С. ЗАМОТАЕВ¹

¹Институт проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

²Государственное предприятие Научно-производственный комплекс
газотурбостроения «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВЯЗКОСТИ РАЗРУШЕНИЯ ЖАРОПРОЧНОЙ СТАЛИ ТИПА 12Cr-2Ni-Mo С УЧЁТОМ ТЕМПЕРАТУРЫ И ЭФФЕКТА МАСШТАБА

Исследовано влияние температуры и размера образцов на статические характеристики трещиностойкости жаропрочной стали типа 12Cr-2Ni-Mo. Показано, что в диапазоне температур от 20⁰ до 450⁰С увеличение толщины образцов приводит к незначительному повышению вязкости разрушения полученной по 5% секущей в соответствии со стандартами по определению характеристик трещиностойкости. Расчёт характеристик трещиностойкости с учётом эффекта масштаба по разработанной ранее расчётно-экспериментальной модели для изученной стали показал удовлетворительное соответствие эксперименту во всём исследованном диапазоне температур.

Ключевые слова: трещиностойкость, вязкость разрушения, жаропрочная сталь, коэффициент интенсивности напряжений, эффект масштаба.

Введение

Одним из наиболее нагруженных конструктивных элементов газотурбинных установок (ГТУ) являются диски. Их разрушение не локализуется в корпусе изделия и может повлечь за собой катастрофические разрушения. При переходе от ступицы к ободу размеры поперечного сечения диска изменяются. Кроме того, ободная часть диска содержит множество концентраторов напряжений в виде «ёлочных» пазов, отверстий для охлаждающего воздуха и креплений балансировочных грузиков, различные фрезеровки и др. которые в процессе эксплуатации являются инициаторами зарождения трещин. Для исключения внезапных разрушений дисков предлагается применять концепцию эксплуатации ГТУ «по техническому состоянию». Для обоснованного назначения объемов и сроков проведения регламентных работ, требуется экспериментальное исследование характеристик трещиностойкости материала диска при различных режимах нагружения с учётом условий эксплуатации (температуры) и конструктивных особенностей изделия (его размеров и формы).

Анализ литературы показывает, что форма и размеры тела могут иметь значительное влияние на характеристики трещиностойкости. Поэтому весьма важной и актуальной задачей механики разрушения является прогнозирование влияния эффекта масштаба на величину статической и циклической вяз-

кости разрушения, а также обоснование возможности использования критических значений характеристик трещиностойкости, полученных на лабораторных образцах для оценки вязкости разрушения реального конструкционного элемента – диска.

В статье представлены результаты экспериментального исследования температурной зависимости статической вязкости разрушения жаропрочной дисковой стали 12Cr-2Ni-Mo в диапазоне температур +20...+450 °С на компактных образцах толщиной 25 мм (СТ-1) и 10 мм (СТ-0,5), и на основе этого выполнена апробация разработанной ранее [1] методики прогнозирования вязкости разрушения крупногабаритных образцов по результатам испытания образцов с трещинами малых размеров.

1. Экспериментальная часть

Вязкость разрушения при статическом растяжении компактных образцов толщиной 25 мм и 10 мм исследовалась в соответствии с рекомендациями отечественных и зарубежных стандартов [2, 3] в диапазоне температур +20 °С...+450 °С.

Значения критических коэффициентов интенсивности напряжений рассчитывали по диаграммам «нагрузка – перемещение по линии действия силы»: по 5% секущей и по максимальной нагрузке, соответствующей разрушению образца. Анализ результатов испытаний показал, что для образцов СТ-1 и СТ-0.5 различия между $K_Q^{5\%}$ и K_{max} составляет

10...40% (рис. 1 а, б). Причём при повышении температуры испытаний наблюдается тенденция к увеличению отношения $K_{\max}/K_Q^{5\%}$.

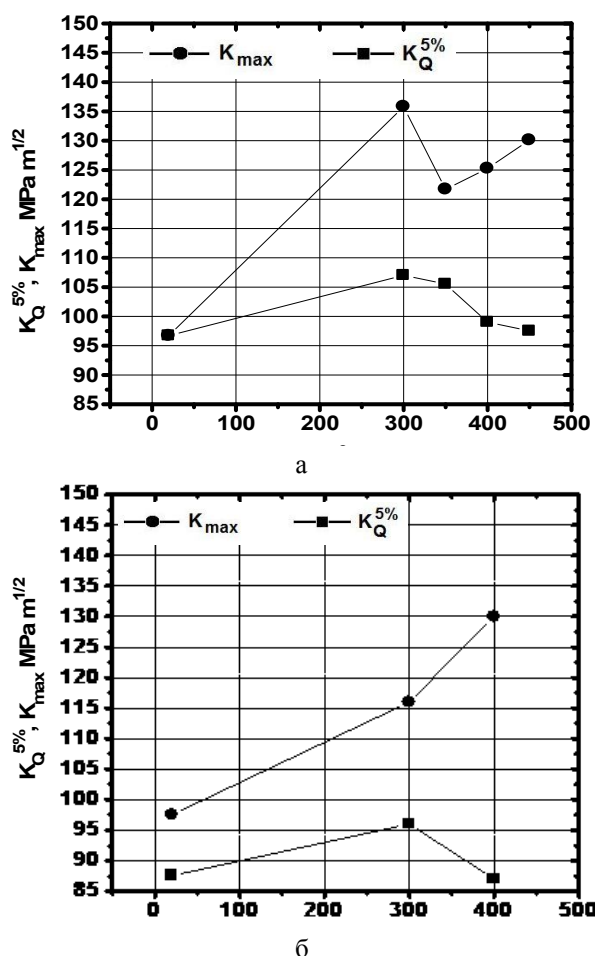


Рис. 1. Температурные зависимости статической трещиностойкости, полученные по 5% секущей ($K_Q^{5\%}$) и по нагрузке при разрушении ($K_{\max}$) для образцов толщиной: а – 25 мм; б – 10 мм

При переходе от компактных образцов толщиной 25 мм на образцы толщиной 10 мм более ярко проявляются пластические свойства стали, что выражается в губах среза на поверхностях изломов, которые имеют место даже при температуре 20 °С. Проявляется общая тенденция влияния толщины образца на характеристику трещиностойкости, полученную по 5% секущей при различных температурах. Вязкость разрушения для образцов толщиной 25 мм в среднем на 10% превышает вязкость разрушения, полученную на образцах 10 мм.

Полученные результаты согласуются с многочисленными данными литературы, где отмечается, что при изменении размера образца критические характеристики трещиностойкости могут увеличиваться, уменьшаться либо оставаться неизменными.

2. Расчётно-экспериментальная модель прогнозирования эффекта масштаба

На основании, представленного в работе [4] обширного экспериментального материала о трещиностойкости конструкционных материалов различной категории прочности была разработана методика, позволяющая прогнозировать вязкость разрушения на её верхнем шельфе температурной зависимости с учетом влияния напряженного состояния, которая апробировалась в данной работе для стали типа 12Cr-2Ni-Mo.

Методика основана на физико-механической, модели вязкого разрушения, контролируемого достижением пластической деформацией в вершине трещины критического значения ϵ_f . При этом предполагается, что величина ϵ_f , предшествующая страгиванию трещины по механизму коалесценции пор является функцией трехосности напряженного состояния σ_m/σ_i . Функция введенного параметра χ , являющегося явной функцией всех трех главных локальных напряжений в зоне предразрушения у вершины трещины и определяет степень приближения напряженного состояния тела данной толщины к условиям плоской деформации.

Для принятой модели вязкого разрушения условие разрушения описывается следующим выражением:

$$\epsilon_i^p(x) \Big|_{x=X_c} = \epsilon_f, \quad (1)$$

где ϵ_i^p и ϵ_f – соответственно интенсивность локальных пластических деформаций в вершине трещины и критическая деформация; X_c – характеристическое расстояние.

Между критической деформацией ϵ_f и трехосностью напряженного состояния σ_m/σ_i , существует функциональная зависимость, которая удовлетворительно описывается уравнением, предложенным Бриджменом:

$$\epsilon_f = C_f \exp \left(-k_f \frac{\sigma_m}{\sigma_i} \right) + \epsilon_{If}, \quad (2)$$

где σ_m – гидростатическое напряжение, а σ_i – интенсивность напряжений.

Влияние размеров и формы тела на критическую деформацию может быть учтено через их влияние на трехосность напряженного состояния.

Далее, без выводов промежуточных зависимостей, которые подробно описаны в работе [4], приведены только конечные формулы для определения принципиально важных параметров, заложенных в предложенную модель, зависимости для оценки характеристик вязкости разрушения, полученные на её основе, и показаны возможности прогнозирования

влияния напряжённо-деформированного состояния, обусловленного изменением размеров конструктивных элементов на характеристики их вязкости разрушения.

Параметр χ определяется решением трехмерной упругой задачи:

$$\chi = \frac{\sigma_3}{\nu(\sigma_1 + \sigma_2)}, \quad (3)$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения у вершины трещины, ν – коэффициент Пуассона.

При ПНС $\chi = 0$, при ПД $\chi = 1$, а в общем трехмерном случае $0 \leq \chi \leq 1$.

Уравнение для прогнозирования вязкости разрушения:

$$J_c \left[C_f \exp \left(-k_f \frac{\sigma_m}{\sigma_i} \right) + \varepsilon_{If} \right]^{n+1} X_c M_f (1 - 2\chi\nu)^{-2}, \quad (4)$$

где $M_f = \frac{3\pi A}{1+\nu}$; n, A – коэффициенты уравнения

$\sigma_i = A\varepsilon_i^n$, описывающего кривую деформирования материала.

В отличие от ранее известных в литературе зависимостей, связывающих вязкость разрушения с критической деформацией, в уравнении (4) имеются параметры σ_m/σ_i и χ , учитывающие влияние напряженного состояния на критическую деформацию. Т.е. определив для конкретных размеров и формы тела значения σ_m/σ_i и χ , можно прогнозировать для этого тела значение вязкости разрушения по известным константам материала A, n, ν, C_f, k_f и ε_{If} , полученным при испытании образцов на одноосное растяжение (гладких и с концентраторами). Кроме зависимости (4), основанной на результатах испытаний образцов без трещин, получена зависимость для прогнозирования вязкости разрушения крупногабаритных тел по результатам испытаний малых лабораторных образцов с трещиной, при условии что в них соблюдаются условия ПНС ($\chi_1 \rightarrow 0$):

$$(J_c)_2 = \frac{(J_c)_1}{(1 - 2\chi_2\nu)^2} \left[\frac{C_f \exp \left[-k_f \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_i} \right)_2 + \varepsilon_{If} \right]}{C_f \exp \left[-k_f \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_i} \right)_1 + \varepsilon_{If} \right]} \right]^{n+1}. \quad (5)$$

Из этой зависимости следует, что для прогнозирования вязкости разрушения крупногабаритного тела помимо вязкости разрушения $(J_c)_1$ малого образца и констант $C_f, k_f, \varepsilon_{If}$ и n необходимо знать параметры σ_m/σ_i и χ для этого тела. Зависимость (5) предполагает дополнительные испытания малых образцов с трещиной, но при этом исключаются проблемы, связанные с определением величины X_c .

3. Сопоставление экспериментальных и расчётных данных

Исследование влияния напряжённого состояния на критическую деформацию ε_f производили на цилиндрических образцах с различным радиусом кольцевых выточек ($R = 1$ мм, $R = 2$ мм, $R = 4$ мм), для которых трёхосность напряжённого состояния σ_m/σ_i и ε_f рассчитывали по формулам Бриджмена:

$$\varepsilon_f = 2 \ln \left(\frac{d_0}{d_k} \right); \quad (6)$$

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_i} = \frac{1}{3} + \ln \left(\frac{d_k}{4R_k} + 1 \right), \quad (7)$$

где d_0 – диаметр рабочей части образца до нагружения; d_k – диаметр рабочей части образца при разрушении; R_k – радиус в вершине концентратора.

Зависимость критической деформации ε_f от трёхосности напряжённого состояния при различных температурах приведена на рис. 2.

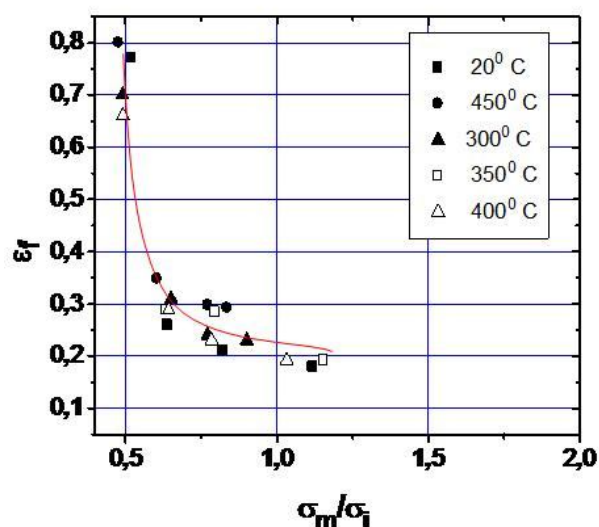


Рис. 2. Зависимость критической деформации от трёхосности напряженного состояния и температуры

В целом представленные экспериментальные данные показывают, что критическая деформация является убывающей функцией трёхосности напряжённого состояния, которая может быть принята в виде экспоненциального уравнения типа (2) с параметрами C_f, k_f и ε_{If} .

Параметры уравнения (2), аппроксимирующего экспериментальные данные, определялись при помощи программы Origin 6.1.

В соответствии с методологией прогнозирования вязкости разрушения изложенной в предыдущем разделе для применения формул (4) и (5) необ-

ходимо знать распределение параметров χ и σ_m/σ_i по фронту трещины.

Для вычисления параметра χ решали трёхмерную линейно-упругую задачу с использованием программного комплекса ANSYS. Ввиду симметрии при расчёте строили модель $1/4$ образца (рис. 3). Трещину моделировали, ограничивая перемещения в направлении оси OY. Нагрузку прикладывали по линии действия силы, задавая перемещения узлов в направлении оси OY. При решении данной задачи использовали восьмиузловой призматический элемент.

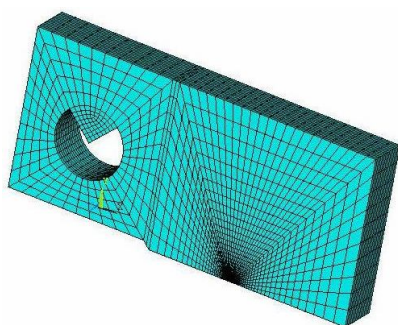


Рис. 3. Конечноэлементная модель образца СТ-0.5

На рис. 4 представлено распределение параметра χ по толщине СТ-0.5 образца, посчитанного по формуле (3). Как видно из рисунка по мере перехода от условий близких к плоской деформации (в начале координат) к плоскому напряженному состоянию χ изменяется от 0,794 до 0,266.

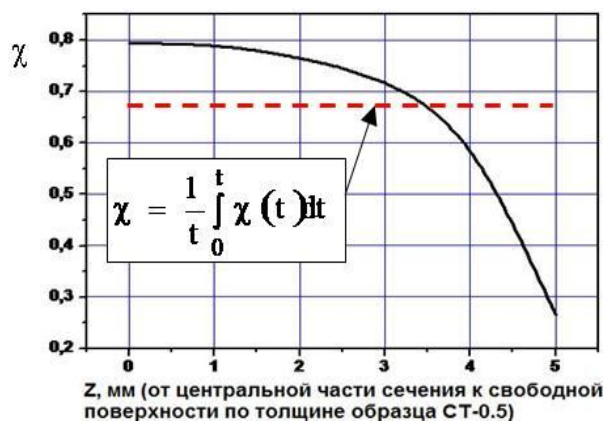


Рис. 4. Распределение параметра χ по толщине СТ-0,5 образца

Средневзвешенное по толщине образца значение χ можно найти по формуле:

$$\chi = \frac{1}{t} \int_0^t \chi(t) dt, \quad (8)$$

где t – толщина образца. В данном случае после интегрирования по толщине имеем $\chi = 0,68$. Для образца СТ-1 – $\chi = 0,8$.

Для определения жёсткости напряжённого состояния σ_m/σ_i решали на той же КЭ модели трёхмерную упругопластическую задачу в геометрически нелинейной постановке.

На рис. 5 представлено распределение параметра σ_m/σ_i по толщине СТ-0.5 образца при температуре 400 °С и смещении по линии действия силы 0,14 мм.

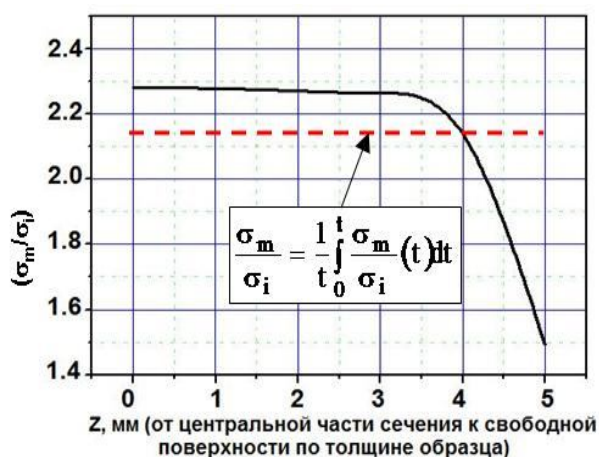


Рис. 5. Распределение σ_m/σ_i у фронта по толщине СТ-0.5 образца

Расстояние от фронта трещины по оси OX было равно расстоянию, на котором реализуется максимальное напряжение по Мизесу у фронта трещины. Параметр σ_m/σ_i , полученный в результате решения трёхмерной упругопластической задачи, усреднялся по толщине образца подобно χ по формуле

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_i} = \frac{1}{t} \int_0^t \frac{\sigma_m}{\sigma_i}(t) dt. \quad (9)$$

Результаты обработки экспериментальных данных по разрушению круглых цилиндрических образцов с различными концентраторами напряжений и диаграмм деформирования, а также численных расчётов по определению параметров χ и σ_m/σ_i приведены в табл. 1.

Характеристическое расстояние X_c было принято приближённо как два раскрытия вершины трещины [4].

На рис. 6 приведено сравнение результатов расчёта по формулам (4) и (5) с экспериментом характеристик трещиностойкости для СТ-1 и СТ-0.5 образцов при различных температурах.

Пересчёт J_c на K_c осуществлялся по формуле:

$$K_c = \sqrt{J_c \cdot E'}, \quad (10)$$

Таблица 1

Результаты обработки экспериментальных данных и численных расчётов

$t, ^\circ\text{C}$	C_f	k_f	ε_{If}	n	A	$X_c, \text{мм}$	$M_f, \text{кН/мм}^2$	μ	χ для СТ-1	χ для СТ-0,5
20	8159	18,3	0,193	0,061	1,29	0,0072	9,35	0,3	0,8	0,67
300	383	13,7	0,238	0,123	1,562	0,0072	11,32	0,3	0,8	0,67
400	79,25	10,4	0,197	0,21	2,18	0,0072	15,8	0,3	0,8	0,67

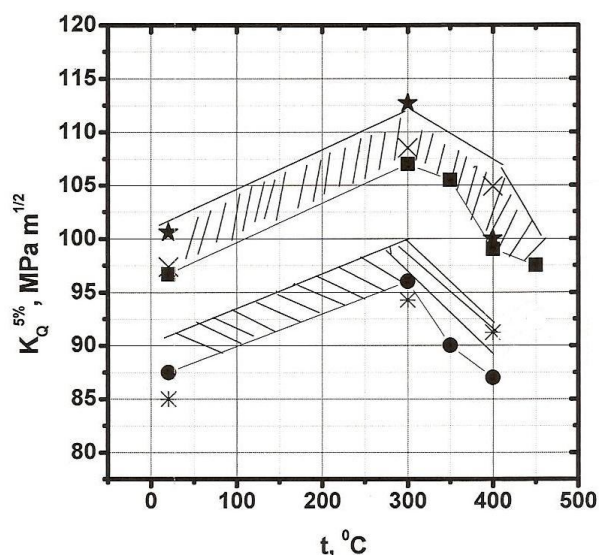


Рис. 6. Экспериментальные и расчётные данные характеристик статической трещиностойкости:
 ■ – СТ-1 эксперимент; ● – СТ-0.5 эксперимент;
 × – СТ-1 расчет по (4); * – СТ-0.5 расчет по (4);
 ★ – СТ-1 расчет по (5)

где $E' = E$ для плоского напряженного состояния и $E' = \frac{E}{1-\nu^2}$ для плоской деформации; E – модуль Юнга.

Как видно из приведенного графика характер температурной зависимости вязкости разрушения рассчитанный по формуле (4) в целом повторяет характер изменения экспериментально полученных критических характеристик трещиностойкости от температуры.

Данные прогноза по формуле (4) попадают в полосу разброса экспериментальных данных по вязкости разрушения при температурах 300° и 400°, а при температуре 20° прогнозируются консервативное

значение вязкости разрушения, которое идёт в запас по трещиностойкости материала.

В целом прогнозируется – уменьшение критических характеристик трещиностойкости при уменьшении размера образца.

Заключение

На основании экспериментальных исследований стали типа 12Cr-2Ni-Mo показана возможность применения методики пересчёта значений вязкости разрушения малых образцов СТ-0.5 на большие СТ-1, которая учитывает напряжённо-деформированное состояние и соответственно толщину конструкционного элемента. Результаты прогноза попадают в полосу разброса экспериментальных данных.

Литература

1. Троценко В.Т. Прогнозирование трещиностойкости теплоустойчивых сталей с учётом размеров образцов. Сообщ. 1. Результаты экспериментальных исследований / В.Т. Троценко, В.В. Покровский, В.Г. Каплуненко // Пробл. прочности. – 1997. – № 1. – С. 5-25.
2. ГОСТ 25.506-85. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 61 с.
3. ASTM E 1820. Standard Test Method for Measurement of Fracture Toughness // Annual Book of ASTM Standards. – 1999, Vol. 03. 01. – 48 p.
4. Троценко В.Т. Прогнозирование трещиностойкости теплоустойчивых сталей с учётом размеров образцов. Сообщ. 2. Вязкое разрушение / В.Т. Троценко, В.В. Покровский, В.Г. Каплуненко // Пробл. прочности. – 1997. – № 2. – С. 5-18.

Поступила в редакцию 19.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, зав. отдела «Усталости и термоусталости материалов» Г.В. Цыбанёв, Институт проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН Украины, Киев, Украина.

**ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНОЇ ЗАЛЕЖНОСТІ В'ЯЗКОСТІ РУЙНУВАННЯ
ЖАРОМІЦНОЇ СТАЛІ ТИПУ 12Cr-2Ni-Mo З ВРАХУВАННЯМ ЕФЕКТУ МАСШТАБУ*****В.В. Покровський, С.Б. Кулішов, В.Г. Сідяченко, В.Н. Єжов, В.С. Замотаєв***

Досліджено вплив температури і зразків на статичні характеристики тріщиностійкості жароміцної сталі типу 12Cr-2Ni-Mo. Показано, що в діапазоні температур від 20⁰ до 450⁰С збільшення товщини зразків призводить до незначного підвищення в'язкості руйнування, отриманої по 5% січної відповідно до стандартів щодо визначення характеристик тріщиностійкості. Розрахунок характеристик тріщиностійкості з врахуванням ефекту масштабу з використанням розроблених раніше розрахунково-експериментальній моделі для дослідженої сталі вказали на задовільну відповідність експерименту у всьому дослідженому діапазоні температур.

Ключові слова: тріщиностійкість, в'язкість руйнування, жароміцна сталь, коефіцієнт інтенсивності напружень, ефект масштабу.

**PREDICTION OF TEMPERATURE DEPENDENCE OF FRACTURE TOUGHNESS
OF HEAT-STRENGTH STEEL 12Cr-2Ni-Mo WITH THICKNESS EFFECT*****V.V. Pokrovskiy, S.B. Kulishov, V.G. Sidiyachenko, V.N. Ezhov, V.S. Zamotaev***

An impact of samples' temperature and size on static characteristics of crack growth resistance of heat-strength steel 12Cr-2Ni-Mo has been investigated. It has been shown that samples thickness increase in the temperature range from 20⁰ to 450⁰C will cause insignificant rise in fracture toughness. Computation of a crack growth resistance, considering the thickness effect for the steel was performed on a previously developed computation and experimental model and showed a satisfactory compliance with the experimental data in all investigated temperature range.

Key words: crack growth resistance, fracture toughness, heat-strength steel, stress intensity factor, effect of thickness.

Покровский Владимир Викторович – д-р техн. наук, ведущий научный сотрудник отдела высокочастотных методов исследования прочности и дефектности материалов Института проблем прочности им. Г.С.Писаренко, Киев, Украина.

Кулишов Сергей Борисович – начальник отдела динамики и прочности Государственного предприятия Научно-производственный комплекс газотурбостроения «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина.

Сидяченко Вячеслав Григорьевич – канд. техн. наук, старший научный сотрудник отдела высокочастотных методов исследования прочности и дефектности материалов Института проблем прочности им. Г.С.Писаренко, Киев, Украина.

Ежов Виталий Николаевич – канд. техн. наук, старший научный сотрудник отдела высокочастотных методов исследования прочности и дефектности материалов Института проблем прочности им. Г.С.Писаренко, Киев, Украина.

Замотаев Владимир Степанович – ведущий инженер отдела высокочастотных методов исследования прочности и дефектности материалов Института проблем прочности им. Г.С.Писаренко, Киев, Украина.

УДК 629.7.063.3

Н.П. ВЕЛИКАНОВА, А.С. КИСЕЛЁВ

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

АНАЛИЗ СТАТИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН АВИАЦИОННЫХ ГТД БОЛЬШОГО РЕСУРСА НА ОСНОВЕ ВЕРОЯТНОСТНОГО ПОДХОДА

На основе изучения статистической информации об условиях эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей для самолетов гражданской авиации, применяя генератор случайных чисел, была сформирована выборка объемом $n = 100$ для построения гистограммы эмпирического распределения основного фактора нагружения рассматриваемой конструкции рабочей лопатки турбины – частоты вращения ротора высокого давления. Применение математической модели, позволяющей вычислить максимальные суммарные статические напряжения в сечении пера рабочей лопатки с минимальным запасом прочности по напряжениям, позволило сформировать выборку действующих в лопатке напряжений в указанном сечении для нового двигателя (наработка в эксплуатации $\tau=0$). Используя закономерности изменения частоты вращения ротора высокого давления в процессе длительной эксплуатации, построены аналогичные выборки для действующих в лопатке напряжений для двух уровней наработки – 5000 и 10500 часов. В рамках статистического анализа были решены следующие задачи: определение числовых характеристик для выборок с разным уровнем наработки; определение закона распределения действующих статических напряжений; определение влияния эксплуатационной наработки на закон и числовые характеристики распределений.

Ключевые слова: ресурс, двигатель, лопатка, температура, турбина, вероятностный подход, статическая нагруженность.

Введение

Рабочие лопатки турбин авиационных двигателей являются наиболее нагруженными деталями по параметру длительной прочности и определяют ресурс двигателя в часах.

Анализ проявления дефектов на рабочих лопатках турбин после длительной эксплуатации показывает, что поврежденность рабочих лопаток двигателей, установленных на одном и том же самолете, имеющих одинаковую наработку, различна: одни лопатки имеют дефекты, а другие, имеющие такую же конструкцию и изготовленные из того же материала — нет. Тем более различны по поврежденности лопатки, эксплуатировавшиеся на двигателях, установленных на разных самолетах. Традиционные методы оценки прочности и долговечности рабочих лопаток не могут дать количественной оценки этим фактам; эти факты свидетельствуют о случайном характере поврежденности лопаток, обусловленном рассеянием нагруженности лопаток и сопротивлением их материала различным видам нагружения. Из этого следует вывод о необходимости совершенствования традиционных методов расчета на основе вероятностного подхода.

Материал рабочих лопаток турбин – литейный жаропрочный сплав на никелевой основе ЖС30-ВИ

монокристаллической структуры. Рассматриваемые лопатки являются неохлаждаемыми, бандажированными и эксплуатируются на самолетах Ил-86.

1. Условия эксплуатации

Из теории воздушно-реактивных двигателей известно, что параметры работы двигателей, определяющие напряженное и тепловое состояние деталей турбины, в общем случае зависят от температуры и давления атмосферного воздуха. Для двигателей НК-86 в соответствии с их законом регулирования указанные выше параметры зависят только от температуры атмосферного воздуха.

Условия эксплуатации были изучены по результатам 500 полетов самолетов Ил-86 в аэропорту Пулково (г. Санкт-Петербург). На рис. 1 приведена гистограмма распределения температуры T_n атмосферного воздуха при выполнении взлетов для 500 полетов самолетов Ил-86. На рис. 2 приведены графики изменения работы двигателей в зависимости от температуры атмосферного воздуха при выполнении взлета в соответствии с законом регулирования двигателей.

Из приведенных на рис. 2 данных следует, что при увеличении температуры T_n параметры работы двигателей частота вращения ротора турбины высо-

кого давления p и температура газа за турбиной t_6^* (для двигателя НК-86 эти величины являются штатными замерами) увеличиваются до момента ограничения.

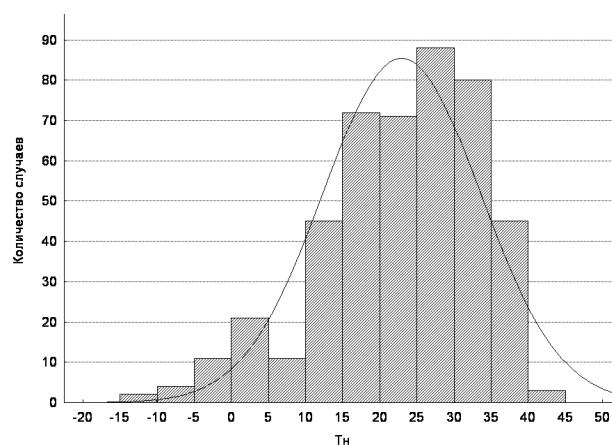


Рис. 1. Гистограмма распределения температуры T_n атмосферного воздуха при выполнении взлетов для 500 полетов самолетов Ил-86

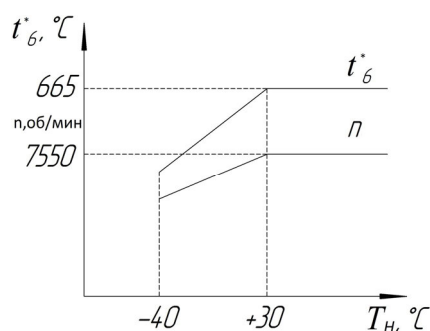


Рис. 2. Графики изменения работы двигателей в зависимости от температуры атмосферного воздуха

2. Параметры нагруженности рабочих лопаток первой ступени турбин

Напряженное состояние рабочих лопаток определялось по теории стержней переменного сечения с начальной закруткой [1]. Для того чтобы оценить влияние параметров работы двигателя на нагруженность лопатки, на основе выполненных многовариантных расчетов в работе [2] была построена модель для лопаток из сплава ЖС30-ВИ:

$$\sigma_{\Sigma \text{лоп}} = 0,308 \cdot 10^{-5} n^2, \quad (1)$$

где $\sigma_{\Sigma \text{лоп}}$ – суммарное максимальное напряжение в сечении пера лопатки с минимальным запасом прочности (с учетом напряжения растяжения и изгиба); n – частота вращения ротора турбины высокого давления.

Минимальный запас прочности для рассматриваемой конструкции лопаток представляет собой эквивалентный запас по местным напряжениям K_m

для пера лопаток; остальные запасы, требуемые в соответствии с нормативной документацией, значительно превышают требуемые значения.

По модели (1) можно определить действующие в лопатке напряжения в сечении пера с минимальным запасом прочности K_m по напряжениям.

Для статистического анализа нагруженности рабочих лопаток из выборки в 500 полетов с использованием генератора случайных чисел была сформирована выборка в 100 полетов. На рис. 3 представлено эмпирическое распределение частоты вращения ротора турбины высокого давления для 100 выбранных полетов.

По формуле (1) для 100 полетов был проведен расчет напряжений $\sigma_{\Sigma \text{лоп}}$ и получена выборка из 100 значений $\sigma_{\Sigma \text{лоп}}$ для нового двигателя (эксплуатационная наработка $\tau = 0$).

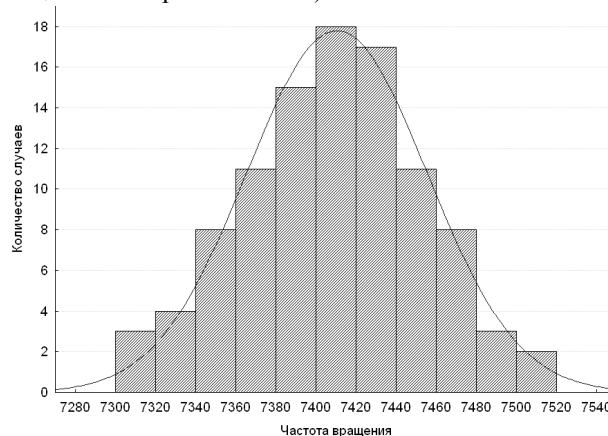


Рис. 3. Эмпирическое распределение частоты вращения ротора турбины

3. Влияние эксплуатационной наработки на параметры работы двигателя

В процессе длительной эксплуатации происходит ухудшение состояния деталей газозвоздушно-го тракта и, как следствие, ухудшение параметров работы двигателя: в процессе длительной эксплуатации частота вращения ротора высокого давления увеличивается.

Количественно это отражается соотношением [3]:

$$\Delta \bar{n} = 0,232 \cdot \tau^{0,6844}, \quad (2)$$

где $\Delta \bar{n}$ – приращение среднего значения частоты вращения ротора турбины; τ – эксплуатационная наработка в часах.

При проведении капитального ремонта параметры работы двигателя восстанавливаются до исходного уровня, то есть до тех значений параметров, с которых двигатель начинал летную эксплуатацию.

4. Статистический анализ действующих в лопатках статических напряжений $\sigma_{\Sigma \text{лоп}}$

Для выполнения статистического анализа действующих напряжений $\sigma_{\Sigma \text{лоп}}$ были сформированы выборки по 100 полетов для лопаток с различными уровнями эксплуатационной наработки:

$\tau = 0$ – новый двигатель;

$\tau = 5000$ часов – первый капитальный ремонт;

$\tau = 10500$ часов – назначенный ресурс.

Выборки напряжений $\sigma_{\Sigma \text{лоп}}$ для $\tau = 5000$ часов и для $\tau = 10500$ часов были получены с использованием формулы (2).

В рамках статистического анализа были решены следующие задачи:

1) определение числовых характеристик для трех выборок $\sigma_{\Sigma \text{лоп}}$ с разным уровнем наработки;

2) определения закона распределения действующих в лопатке статических напряжений;

3) определение влияния наработки на числовые характеристики распределений.

Статистическая обработка рассматриваемых выборок действующих напряжений $\sigma_{\Sigma \text{лоп}}$ для разных уровней наработки проводилась с использованием программы Excel. В табл. 1 представлены полученные числовые характеристики распределений – среднее значение $\bar{\sigma}_{\Sigma \text{лоп}}$ и среднее квадратическое отклонение $S_{\sigma_{\Sigma \text{лоп}}}$.

Таблица 1

Числовые характеристики распределений

$\tau, \text{ч}$	$\bar{\sigma}_{\Sigma \text{лоп}}, \text{МПа}$	$S_{\sigma_{\Sigma \text{лоп}}}, \text{МПа}$
0	160,32	1,940
5000	163,75	1,961
10500	164,01	1,963

Графики распределений действующих напряжений $\lg \sigma_{\Sigma \text{лоп}}$ для различных уровней эксплуатационной наработки на нормальной вероятностной бумаге приведены на рис. 4. Вид графиков позволяет сделать вывод о том, что представленные данные описываются логарифмически нормальным законом распределения.

Так как графический метод является приближенным, для проверки соответствия закона распределения величин $\lg \sigma_{\Sigma \text{лоп}}$ нормальному закону использовался критерий согласия Пирсона χ^2 . Результаты проверки гипотезы о нормальности закона распределения величины $\lg \sigma_{\Sigma \text{лоп}}$, приведенные в табл. 2, позволяют сделать вывод: выборки $\lg \sigma_{\Sigma \text{лоп}}$ для различных уровней наработки лопаток, каждая объемом $n = 100$, принадлежат к нормальному закону распределения при уровнях значимости $\alpha = 0,01 \dots 0,05$.

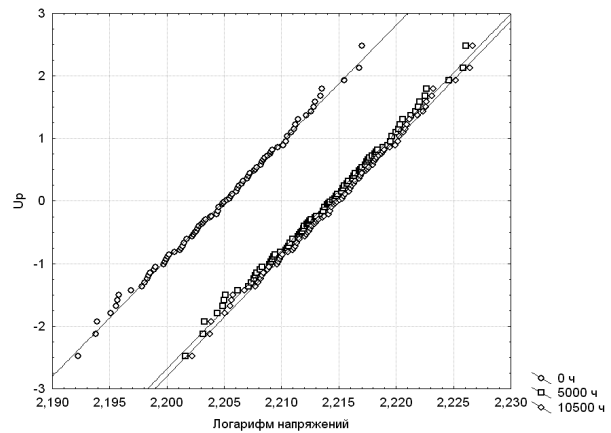


Рис. 4. Графики распределений логарифмов действующих напряжений

Таблица 2

Проверка гипотезы о нормальности закона распределения

$\tau, \text{ч}$	$\lg \sigma_{\Sigma \text{лоп}}$	$S_{\lg \sigma_{\Sigma \text{лоп}}}$	$\chi^2_{\text{расч.}}$	$\chi^2_{0,05}$	H_0
0	2,205	0,00525	1,25	2,17	+
5000	2,214	0,00520	1,26	2,17	+
10500	2,215	0,00519	1,27	2,17	+

Из данных, приведенных в табл. 1, следует, что средние значения $\lg \sigma_{\Sigma \text{лоп}}$ увеличиваются по мере наработки, что соответствует факту увеличения частоты вращения ротора.

С целью определения влияния эксплуатационной наработки на напряженное состояние рабочих лопаток турбин была выполнена проверка однородности выборок $\lg \sigma_{\Sigma \text{лоп}}$ при выбранных уровнях наработки. Проверка однородности дисперсий $S_{\lg \sigma_{\Sigma \text{лоп}}}$ выполнялась по критерию Хартли. В результате проверки однородности дисперсий было установлено, что гипотеза об однородности дисперсий $S_{\lg \sigma_{\Sigma \text{лоп}}}$ не отвергается при уровне значимости $\alpha = 0,05$ (таблица 3), то есть характеристики рассеяния величин $\lg \sigma_{\Sigma \text{лоп}}$ не зависят от наработки.

Для проверки однородности средних значений $\lg \bar{\sigma}_{\Sigma \text{лоп}}$ использовалась процедура однофакторного дисперсионного анализа.

В результате проверки (табл. 4) было установлено, что гипотеза об однородности средних значений отвергается во всех рассматриваемых случаях, то есть при различных уровнях эксплуатационной наработки средние значения $\lg \sigma_{\Sigma \text{лоп}}$ не принадлежат к одной генеральной совокупности.

На основании полученных результатов методом наименьших квадратов была построена регрессионная зависимость, позволяющая определить среднее значение $\bar{\sigma}_{\Sigma \text{лоп}}$ после наработки:

$$\bar{\sigma}_{\Sigma \text{лоп}} = \bar{\sigma}_{\Sigma \text{лоп} 0} + 3 \cdot 10^{-4} \tau, \quad (3)$$

где $\bar{\sigma}_{\Sigma \text{лоп} 0}$ – среднее значение величины $\sigma_{\Sigma \text{лоп}}$ при наработке $\tau = 0$ ч; τ – наработка двигателя.

Таблица 3
Проверка однородности дисперсий

Параметр	n	k	$F_{\max}$	$F_{\max 0,05}$	H_0
$\lg \sigma_{\Sigma \text{лоп}}$	3	99	1,0332	1,85	+

Таблица 4
Проверка однородности средних значений

Параметр	Объем выборки	S_1^2	S_2^2	$F_{\text{расч.}}$	$F_{0,95}$	H_0
$S_{\lg \sigma_{\Sigma \text{лоп}}}$	300	421,1	6,611	63,7	3,04	-

Выводы

В результате статистического анализа действующих в рабочих лопатках статических напряже-

ний $\sigma_{\Sigma \text{лоп}}$ установлено, что нагруженность рабочих лопаток при различных уровнях эксплуатационной наработки характеризуется совокупностью выборок, распределенных в соответствии с логарифмически нормальным законом с общей дисперсией $S_{\lg \sigma_{\Sigma \text{лоп}}}^2$ и разными средними значениями.

Литература

1. Расчет на прочность авиационных газотурбинных двигателей / Под ред. И.А. Биргера, Н.И. Котерова. – М.: Машиностроение, 1984. – 208 с.
2. Великанова Н.П. Сравнительный анализ прочностной надежности рабочих лопаток турбин авиационных ГТД большого ресурса / Н.П. Великанова, Ф.К. Закиев // Вестник двигателестроения. – 2006. – № 3. – С. 80-83.
3. О влиянии наработки в летной эксплуатации на ухудшение параметров двухконтурных турбореактивных двигателей / А.П. Буточкиков, Е.Д. Нестеров, Н.М. Акимов, Э.Л. Симкин. – М.: ЦИАМ, 1976. – 11 с. (Тр. ЦИАМ №731).

Поступила в редакцию 01.06.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Мингазов, Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева, Казань, Россия.

АНАЛІЗ СТАТИЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБІН АВІАЦІЙНИХ ГТД ВЕЛИКОГО РЕСУРСУ НА ОСНОВІ ІМОВІРНІСНОГО ПІДХОДУ

Н.П. Великанова, О.С. Киселёв

На основі вивчення статистичної інформації про умови експлуатації авіаційних газотурбінних двигунів для літаків цивільної авіації, застосовуючи генератор випадкових чисел, була сформована вибірка обсягом $n=100$ для побудови гістограми емпіричного розподілу основного чинника навантаження розглянутої конструкції робочої лопатки турбіни – частоти обертання ротора високого тиску. У рамках статистичного аналізу були вирішені наступні завдання: визначення числових характеристик для вибірок з різним рівнем напруження; визначення закону розподілу діючих статичних напруг; визначення впливу експлуатаційної напруженості на закон і числові характеристики розподілів.

Ключові слова: ресурс, двигун, лопатка, температура, турбіна, імовірнісний підхід, статична навантаженість.

ANALYSIS OF STATIC LOADING TURBINE ROTOR BLADES GAS TURBINE ENGINES MORE RESOURCES BASED PROBABILISTIC APPROACH

N.P. Velikanova, A.S. Kiselev

On the basis of statistical information on the operating conditions of aircraft gas turbine engines for civil aircraft, using a random number generator, was formed by a sample of size $n = 100$ for the histogram of the empirical distribution of the main factor loading of the considered design of the working turbine blades - rotor speed of high pressure. In the statistical analysis were the following objectives: determine the numerical characteristics for samples with different levels of operating time, the definition of the distribution of existing static stress, define the influence of operating time between the law and the numerical characteristics of the distributions.

Key words: resource, engine, blade, temperature, turbine, a probabilistic approach, the static loading.

Великанова Нина Петровна – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры авиационных двигателей и энергетических установок Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева «КАИ», Казань, Россия, e-mail: adeu@adeu.kstu-kai.ru.

Киселев Алексей Сергеевич – аспирант кафедры авиационных двигателей и энергетических установок Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева «КАИ», Казань, Россия, e-mail: kis_alex85@mail.ru.

УДК 620.178.3

М.Б. МИЛЕШКИН, И.В. БИБЛИК*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Украина*

ПРИМЕНЕНИЕ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ РАССЕЙНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ

В рамках специального расчетно-экспериментального метода, основанного на компьютерном моделировании механического поведения материалов и элементов конструкций, рассмотрена возможность определения параметров статистического распределения долговечности и предела выносливости металлургических материалов. Показано, что на основе полученных результатов возможно для конкретной конструкции в конкретных условиях эксплуатации проводить оценку коэффициентов запаса по числу циклов нагружения и по действующим напряжениям, тем самым обеспечивая существенное сокращение объема испытаний.

Ключевые слова: компьютерное моделирование, расчетно-экспериментальный метод, многоцикловая усталость, долговечность, предел выносливости.

Введение и постановка задачи

Хорошо известно, что рассеяние характеристик механических свойств материалов и несущей способности конструкций является практически фундаментальным свойством конструкционных материалов и деталей машин. Физико-механические свойства локальных объемов любого технического материала неодинаковы. Несмотря на очевидность и важность учета возможного влияния распределенности механических свойств локальных объемов на механические свойства образцов и элементов конструкций, детального исследования этого влияния не проведено, хотя при оценке механических свойств материалов при статическом, малоцикловом и многоцикловом нагружении широко используются вероятностные характеристики [1 – 3], причем эти характеристики относятся к свойствам образца в целом.

Усталость является основной причиной разрушения многих элементов конструкций энергетических объектов. Особенность усталостного разрушения состоит в том, что оно может иметь длительный инкубационный период, в течение которого выявление признаков приближающегося разрушения затруднительно. Статистическая природа усталости проявляется и в том, что вследствие рассеяния свойств материала число циклов до разрушения одинаковых образцов при одних и тех же параметрах цикла может различаться в несколько раз, значения предела выносливости также могут существенно отличаться. Поэтому число циклов до разрушения при заданных параметрах цикла и предел выносливости являются величинами случайными и

должны характеризоваться не только средним значением, но и законом распределения. Параметры этих распределений, как правило, получают экспериментально путем испытаний на усталость. При этом необходимость статистической обработки результатов вызывает многократное увеличение количества объектов испытаний и их общей продолжительности.

Однако испытания большого количества таких деталей ГТД, как валы и диски, сопряжено с трудностями и высокой стоимостью. В большинстве случаев удается провести испытания лабораторных образцов из материалов деталей ГТД в условиях, лишь приближающихся к эксплуатационным.

Для суждения о несущей способности деталей по этим данным необходимо искать новые методы, которые с достаточной достоверностью отражали бы влияние на сопротивление усталости различных факторов, в том числе, технологии изготовления и физико-механических характеристик материалов.

Целью настоящей работы является анализ рассеяния характеристик сопротивления усталости стальных образцов. Для исследования статистической природы многоциклового усталости был применен разработанный авторами специальный расчетно-экспериментальный метод (РЭМ) [4], основанный на компьютерном моделировании механического поведения материалов. Как было показано ранее [5], РЭМ позволяет учесть влияние распределенности свойств отдельных мезообъемов материала на прочность и долговечность образцов и элементов конструкций. При этом основополагающим моментом является создание модели материала. В РЭМ модель материала представляет собой массив

структурных элементов с распределенными свойствами (каждому структурному элементу присваивается значение его предельной деформации). В связи с этим предполагалось, что способ создания модели материала – программным путем с двойным использованием генератора случайных чисел (для определения номера структурного элемента массива и для определения значения его предельной деформации) – должен позволить оценить разброс результатов усталостных „испытаний”, а также определить функции распределения числа циклов до разрушения и предела выносливости материала.

Результаты исследования

В качестве материала для исследования была выбрана сталь 20Х13, достаточно широко применяемая в энергетическом машиностроении. Механические свойства стали 20Х13 при температурах 300 °С и 500 °С приведены в табл. 1. Модули упругости составляли $2,0 \cdot 10^5$ МПа и $1,84 \cdot 10^5$ МПа соответственно.

Таблица 1

Механические свойства стали 20Х13
при двух температурах

Температура					
300 °С			500 °С		
$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	δ , %	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	δ , %
390	540	18	360	440	32

Наиболее полное представление о несущей способности деталей ГТД можно получить с помощью семейств кривых усталости, отвечающим требуемым вероятностям разрушения. При прогнозировании сроков службы для заданных условий нагружения необходимо располагать соответствующими функциями распределения пределов выносливости.

Известно [6], что если провести испытания большого количества образцов, можно получить кривые усталости для разных значений вероятности разрушения. Такие кривые позволяют описать полосу разброса с указанием верхней и нижней границ работоспособности материала и статистически обосновать нормативное значение запаса усталостной прочности, которое обеспечивает неразрушение конструкции в пределах назначенного срока службы.

В качестве примера на рис. 1 приведены полученные с помощью РЭМ кривые усталости (зависимости амплитуды цикла σ_A от логарифма числа циклов до разрушения) для трех значений вероятности разрушения (1 – 20%, 2 – 40% и 3 – 80%) образцов стали 20Х13 при $T = 500$ °С.

С помощью кривых усталости, аналогичных приведенным на рис. 1, можно получить функции плотности распределения долговечности для различных σ_A . Проведенные с помощью РЭМ расчеты показали, что функции плотности распределения долговечности образцов стали 20Х13, также как и функции плотности распределения пределов выносливости, подчиняются нормальному закону.

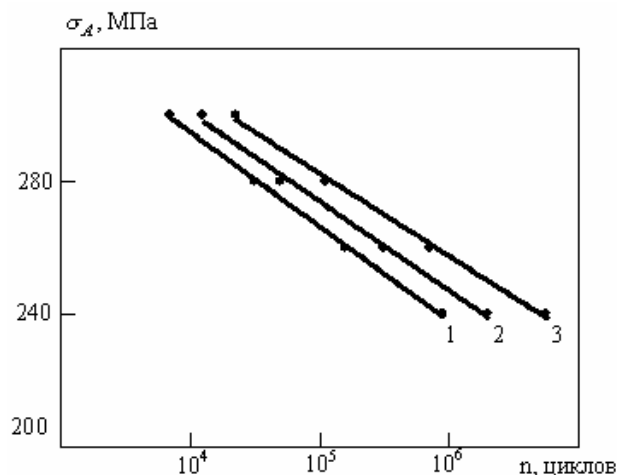


Рис. 1. Кривые усталости стали 20Х13
для трех значений вероятности разрушения

На рис. 2 приведены кривые плотности распределения числа циклов до разрушения для образцов стали 20Х13 ($T = 500$ °С) при двух амплитудах цикла – 300 МПа (кривая 1) и 240 МПа (кривая 2), а на рис. 3 – кривые плотности распределения пределов выносливости этих же образцов при двух температурных уровнях – 500 °С (кривая 1) и 300 °С (кривая 2).

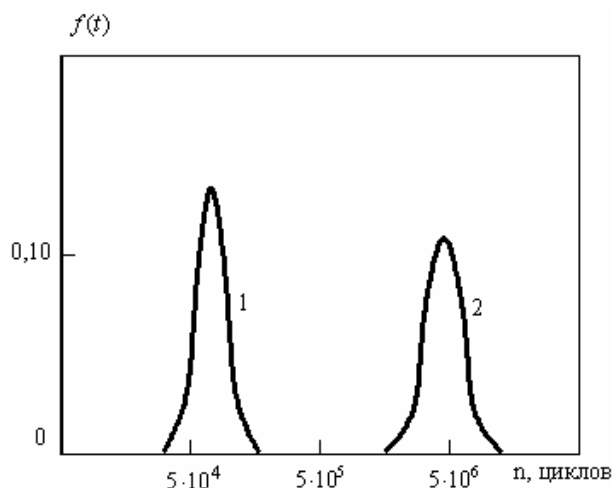


Рис. 2. Функции плотности распределения числа
циклов до разрушения

Из рис. 2 видно, что по мере приближения σ_A к пределу выносливости среднее квадратическое отклонение

нение числа циклов до разрушения возрастает.

Из приведенных на рис. 2 результатов видно, что с переходом на вероятностную методику расчета циклической прочности металлических материалов [6] среднее квадратическое отклонение разрушающих чисел циклов, которое характеризует дисперсию разрушающих повреждений в режиме испытаний с постоянной амплитудой σ_A , становится определяющим параметром. Поскольку для практически полного предупреждения наступления предельного состояния коэффициент запаса по долговечности должен определять допускаемое значение, как минимум за пределами трех среднее квадратических отклонений нормального распределения числа циклов до разрушения.

Что касается определения коэффициента запаса по напряжениям, то в принципе кривые плотности распределения двух случайных величин – амплитуды действующих на элемент конструкции переменных напряжений и предела выносливости (рис. 3) могут пересекаться. Это означает, что существует вероятность превышения действующими напряжениями предела выносливости, несмотря на то, что средние их значения значительно ниже среднего предела выносливости. Эта вероятность увеличивается с увеличением дисперсий и уменьшается с увеличением средних значений σ_A и σ_{-1} .

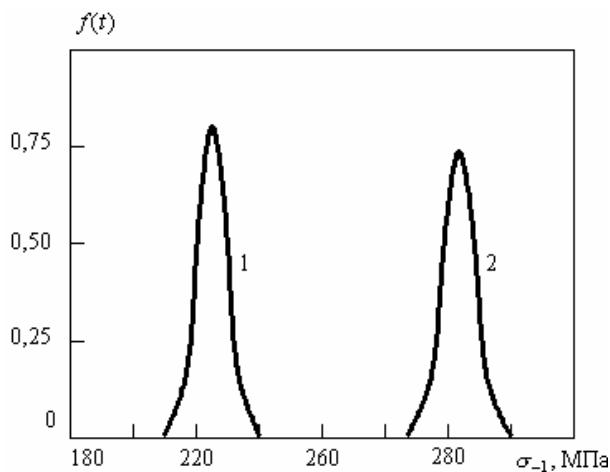


Рис. 3. Функции плотности распределения пределов выносливости

По допустимой вероятности разрушения элемента конструкции можно определить необходимый для этого коэффициент запаса по напряжениям. Естественно, что для этого необходимо, кроме данных о параметрах распределения предела выносливости, иметь статистически достоверные данные о параметрах распределения действующих переменных напряжений.

С помощью функции распределения числа циклов до разрушения $F(t)$ для заданной амплитуды

цикла можно также определить с какой вероятностью наступит предельное состояние у аналогично нагружаемого образца или объекта и оценить ресурс, соответствующий вероятности γ достижения предельного состояния. Рассмотрим приведенную на рис. 4 функцию распределения числа циклов до разрушения $F(t)$ при компьютерном усталостном нагружении с амплитудой цикла 240 МПа образцов стали 20Х13 при температуре 500 °С.

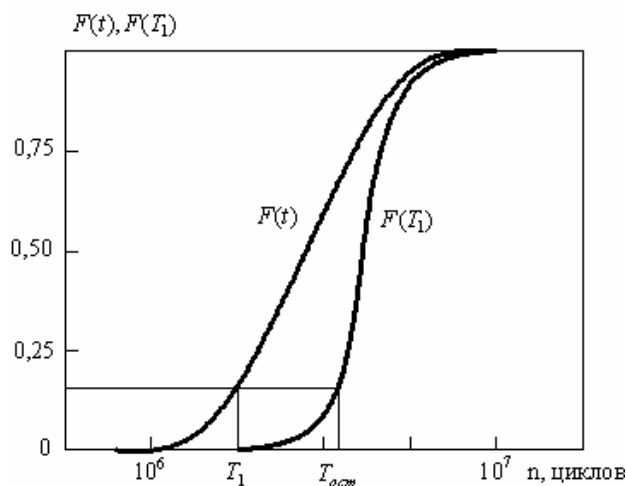


Рис. 4. Функции распределения $F(t)$ и $F(T_1)$

Для заданной вероятности γ достижения предельного состояния ресурс определяется значением T_1 . Если же γ не задана, а конструкция доработала до момента T_1 , при котором необходимо определять остаточный ресурс, то в этом случае кривая $F(t)$ перестраивается от момента T_1 следующим образом [7]:

$$F(T_1) = \frac{F(t) - F(T_1)}{1 - F(T_1)},$$

где $F(T_1)$ – значение $F(t)$ при T_1 .

При этом остаточный ресурс $T_{ост}$ определяется от момента T_1 , соответствующего нулевому значению $F(T_1)$.

Выводы

Выполненные исследования позволили получить статистические оценки числа циклов до разрушения и предела выносливости для образцов исследованной стали при двух температурных уровнях.

С помощью полученных функций распределения долговечностей и пределов выносливости возможно проводить оценку коэффициентов запаса по числу циклов нагружения и по действующим напряжениям, тем самым обеспечивая существенное сокращение объема испытаний.

Показано, что по определенной с помощью РЭМ функции распределения долговечности можно проводить оценку ресурса конструкции при проектировании (по известной γ) и остаточного ресурса в процессе эксплуатации.

Литература

1. Вероятностные характеристики прочности авиационных материалов и размеров сортамента: справочник / А.А. Кузнецов, О.М. Алифанов, В.И. Ветров, А.А. Золотов, М.И. Титов. – М.: Машиностроение, 1970. – 568 с.
2. Статистические закономерности малоциклового разрушения / Н.А. Махутов, В.В. Зацаринный, Ж.Л. Базарас и др.. – М.: Наука, 1989. – 252 с.
3. Троценко В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: справочник / В.Т. Троценко, Л.А. Сосновский. – К.: Наук. думка, 1987. – 512 с.
4. Милешкин М.Б. Основы применения специ-

ального расчетно-экспериментального метода для оценки несущей способности элементов конструкций и исследования особенностей их разрушения / М.Б. Милешкин, И.В. Библик // Вісник Інженерної Академії України. – К., 2001. – № 3. – С. 126-129.

5. Милешкин М.Б. Исследование влияния статистического распределения механических свойств структурных элементов материала на конструкционную прочность и ресурс / М.Б. Милешкин, И.В. Библик // Надежность и долговечность машин и сооружений. – К., 2004. – № 2. – С. 75-80.

6. Ковалевич О.М. Общепромышленный подход и подход при использовании атомной энергии к безопасности / О.М. Ковалевич, В.Г. Вережемский // Ядерная и радиационная безопасность. – 2005. – № 4. – С. 10-18.

7. Вережемский В.Г. Вероятностный подход к определению остаточного циклического ресурса трубопроводов / В.Г. Вережемский // Теплоэнергетика. – 2001. – № 12. – С. 41-46.

Поступила в редакцию 1.06.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. отделом нестационарных механических процессов Ю.С. Воробьев, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.

ЗАСТОСУВАННЯ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДЛЯ ОЦІНКИ РОЗСПОВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ОПОРУ ВТОМИ

М.Б. Милешкин, І.В. Біблік

У рамках спеціального розрахунково-експериментального методу, заснованого на комп'ютерному моделюванні механічної поведінки матеріалів і елементів конструкцій, розглянуто можливість визначення параметрів статистичного розподілу довговічності і межі витривалості металевих матеріалів. Показано, що на основі отриманих результатів можливо для конкретної конструкції в конкретних умовах експлуатації проводити оцінку коефіцієнтів запасу за числом циклів навантаження і за діючими напруженнями, тим самим забезпечуючи істотне скорочення обсягу іспитів.

Ключові слова: комп'ютерне моделювання, розрахунково-експериментальний метод, багатоциклова втома, довговічність, межа витривалості.

COMPUTER MODELLING APPLICATION FOR THE ESTIMATION OF FATIGUE RESISTANCE CHARACTERISTIC DISPERSION

M.B. Mileshkin, I.V. Biblik

Within the framework of the special design-experimental method based on computer modelling of mechanical behaviour of materials and elements of designs, the opportunity of definition of statistical distribution parameters of life and fatigue limit of metal materials is considered. It is shown, that on the basis of the received results probably for a concrete design at service conditions to carry out an estimation of safety factors on number of loading cycles and on working stresses, thus providing essential decrease of tests.

Key words: computer modelling, design-experimental method, multicyclic fatigue, fatigue life, fatigue limit.

Милешкин Михаил Борисович – канд. техн. наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: miles@ipmach.kharkov.ua.

Библик Ирина Валентиновна – главный инженер-исследователь отдела материаловедения Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: miles@ipmach.kharkov.ua.

УДК 629.7.036:539.4

**Н.А. ШИМАНОВСКАЯ¹, Д.Ф. СИМБИРСКИЙ¹, И.Л. ГЛИКСОН²,
С.И. ШАНЬКИН²**¹*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*²*ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина*

ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ МОНИТОРИНГА ВЫРАБОТКИ РЕСУРСА ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ АИ-450-МС

Приводятся основные результаты дальнейшего совершенствования алгоритмов мониторинга температурного и напряженного состояний основных деталей газотурбинного двигателя. Они реализованы в программном комплексе «Ресурс-АИ450МС», предназначенном для мониторинга выработки и прогнозирования остатка ресурса вспомогательного двигателя АИ-450-МС по штатно регистрируемым параметрам. Представлены основные этапы создания программного комплекса и рассмотрена его структура. Проведенные верификация и тестирование мониторинговых моделей позволяет сделать вывод о погрешности мониторинга выработки ресурса основных деталей менее 15%.

Ключевые слова: ресурс, мониторинг, контролируемая деталь, температурное и напряженное состояние.

Введение

В настоящее время ставятся задачи связанные с переходом на более прогрессивную стратегию эксплуатации с прогнозом надежности. Указанная проблема может быть решена только посредством разработки и внедрения новых эффективных средств диагностирования и прогнозирования технического состояния авиадвигателей.

Поэтому в состав ряда развитых автоматизированных систем диагностирования входит подсистема мониторинга (текущего подсчета) выработки назначенных ресурсов (МВР) набора контролируемых деталей (КД), реализующая принцип их эквивалентной повреждаемости в процессе эксплуатации [1].

В результате введения таких систем МВР более точно определяются моменты выработки назначенных ресурсов и устанавливаются межремонтные периоды, уменьшаются эксплуатационные расходы. Возрастает уверенность в работоспособности двигателя и повышается безопасность полета. МВР особо важен, если двигатели используются в различных географических регионах, с различными целями и, следовательно, с различными интенсивностями выработки своих ресурсов.

Структура ПК «Ресурс-450МС»

Рассмотрим основные этапы создания системы МВР, реализуемая в виде программного комплекса (ПК) «Ресурс-АИ450МС» для вспомогательного двигателя АИ-450-МС самолета Ан-148.

Данный ПК предназначен для:

- обеспечения специалистов по эксплуатации и установлению ресурса двигателей системой мониторинга выработки и прогнозирования оставшегося ресурса контролируемых деталей двигателя;
- выполнения экспресс-расчетов выработки ресурсов КД для различных предполагаемых вариантов его полетных циклов и условий эксплуатации.

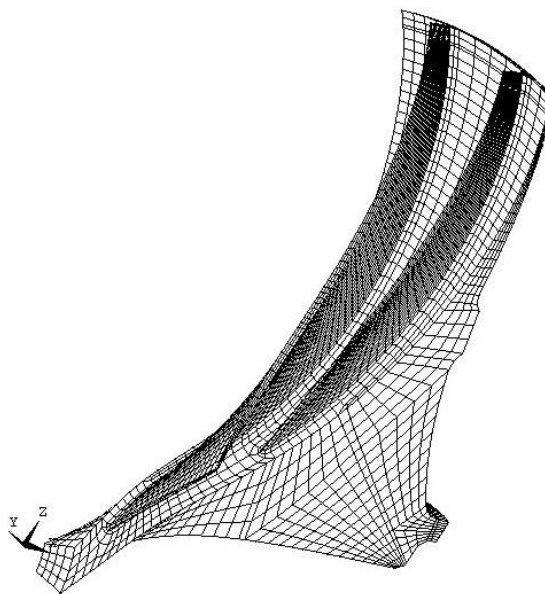


Рис. 1. Циклосимметричная модель служебного компрессора двигателя АИ-450-МС

Основополагающим этапом создания системы МВР является выбор контролируемых деталей и их критических точек. К контролируемым относятся

такие детали, разрушение которых ведет к неотвратимым последствиям: диски ЦБК газогенератора и служебного компрессора, корпус камеры сгорания, диски турбины газогенератора и свободной турбины, а также вал свободной турбины. Для каждой КД создавалась конечно-элементная модель для расчета температурного и напряженного состояний. Совместные исследования НАКУ «ХАИ» и ОАО «Мотор Сич» температурного и напряженного состояний (ТС и НС) КД с помощью конечно-элементным моделям позволили создать мониторинговые модели ТС и НС повышенной точности. Пример такой модели для служебного компрессора двигателя АИ-450-МС представлен на рис. 1. Модель – цикло-симметричная, что дает возможность экономии машинного времени без потери точности расчета. С помощью CFD расчетов получены изменения температур среды и коэффициентов теплоотдачи по всем поверхностям детали, что необходимо для расчета ее ТС. В качестве граничных условий расчета НС были приложены центробежные нагрузки и действующие давления. Используя расчеты ТС и НС по моделям высокого уровня в качестве исходной информации, были созданы мониторинговые модели ТС и НС на установившихся и переходных режимах для каждой КД [3, 4].

По результатам тестирования были установлены следующие значения погрешностей мониторинговых моделей ТС и НС: относительно моделей высокого уровня менее 3 °С по температуре и 1% по НС.

Это, по приближенным оценкам, позволяет определять коэффициенты $\eta_{N_i} = P_{N_i} / P_{N_{опц}}$ и $\eta_{\tau_i} = P_{\tau_i} / P_{\tau_{опц}}$ соответствия текущего i -го полетного цикла (ПЦ) и обобщенного полетного цикла (ОПЦ) двигателя по критериям малоциклового усталости (η_{N_i}) и длительной прочности (η_{τ_i}) с погрешностями в пределах до 6-15% (здесь P_{N_i} , $P_{N_{опц}}$ и P_{τ_i} , $P_{\tau_{опц}}$ – повреждаемости по малоциклового усталости (МЦУ) и длительной прочности (ДП) соответственно в i -м ПЦ и ОПЦ) [2].

Так как при известных значениях $P_{\tau_{опц}}$ и $P_{N_{опц}}$ рассчитанных по заданному ОПЦ, выработки назначенных ресурсов детали $\tau_{выр}$ и $N_{выр}$ в часах и количестве ОПЦ определяются по формулам:

$$\tau_{выр} = \sum_{i=1}^n \eta_{\tau_i} \cdot \tau_{опц}; \quad (1)$$

$$N_{выр} = \sum_{i=1}^n \eta_{N_i}, \quad (2)$$

где n – количество выполненных ПЦ; $\tau_{опц}$ – длительность ОПЦ.

Указанные мониторинговые модели ТС и НС КД и алгоритмы расчета выработанных ресурсов вошли в состав ПК «Ресурс-АИ450МС».

Опираясь на вышеизложенное, рассмотрим более детально структуру ПК «Ресурс-АИ450МС» (рис. 2). В блоке 1 осуществляется инициализация параметров, необходимых для работы алгоритма (параметры базовых режимов, ТС и НС деталей на базовых режимах, свойства материалов и др.). Данные считываются из файла `resalg.ini`, который должен храниться в папке инсталляции программного комплекса «Ресурс-АИ450МС».

На основании поступивших в алгоритм параметров двигателя в блоке 2 выполняются расчеты параметров проточной части: температура на выходе из служебного компрессора $T_{ск}$, температура за компрессором газогенератора $T_{к}$, температура торможения перед рабочим колесом турбины компрессора $T_{г\text{ рк } тк}^*$, температура торможения перед рабочим колесом свободной турбины $T_{г\text{ рк } ст}^*$, затем передаваемые в блок 3. В блоке 3 осуществляется преобразование единиц измерений.

Расчет параметров температурного нагружения, ТС всех КД производится в блоках 4-6. При этом используются алгоритмы мониторинга ТС деталей на установившихся и неуставившихся режимах, описанные в [3].

В блоках 7-11 производится расчет параметров силового нагружения (учет влияния центробежных, газодинамических, газостатических нагрузок, а также взаимного влияния деталей узла) и расчет НС КД. Используемые алгоритмы мониторинга НС на установившихся и неуставившихся режимах описаны в [4].

Алгоритмы расчета температурного и напряженного состояний на переходных режимах носят унифицированный характер, что позволяет использовать один и тот же программный код для расчета ТС и НС любой детали.

В каждом из блоков 7-11 в случае превышения напряжений соответствующих пределов текучести производится учет упругопластичности с помощью гиперболы Нейбера.

Используется метод “дождя” для выделения полуциклов нагружения (блок 12), а также численный метод решения нелинейного уравнения Мэнсона и параметрическая зависимость Ларсена-Миллера для получения числа циклов и времени до разрушения по каждой КД (блок 13). В блоке 14 содержится информация о повреждениях по критериям ДП и МЦУ каждой КД за ОПЦ.

Расчет относительных повреждений или коэффициентов соответствия текущего i -го ПЦ и ОПЦ двигателя по критериям ДП и МЦУ производится в 15 блоке. Используя формулы (1)с и (2) рассчитывается выработанный ресурс каждой КД (блок 16).

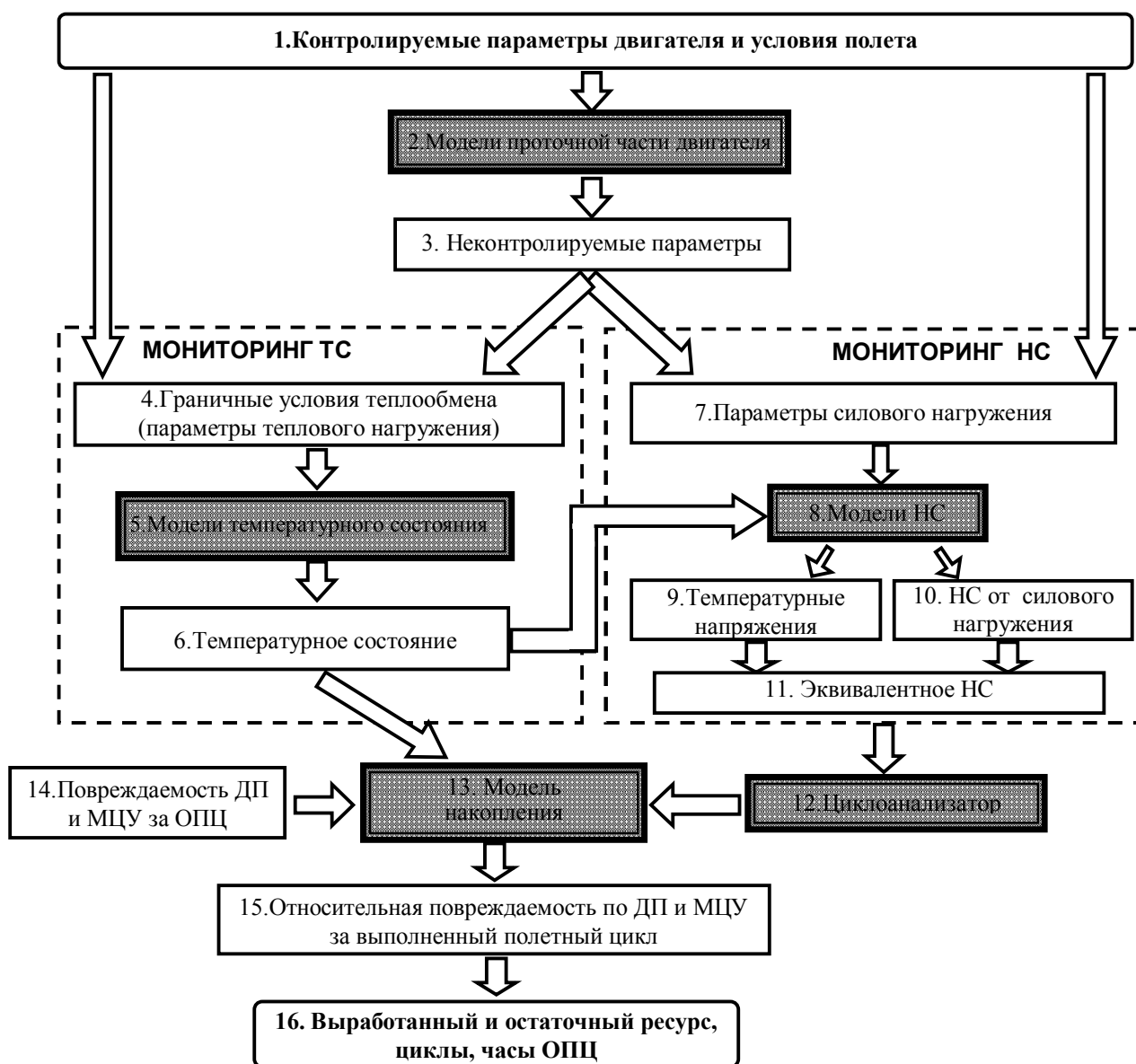


Рис. 2. Блок-схема мониторинга выработки ресурса

Интерфейс ПК «Ресурс-АИ450МС»

На рис. 3 приведен пример экрана компьютера, демонстрирующий внешний вид интерфейса ПК «Ресурс-АИ450МС».

Плавающие панели содержат оперативную информацию об измеряемых и не измеряемых параметрах двигателя, температурном и напряженном состоянии контролируемых деталей, программе эксплуатации двигателя и др.

Предусмотрена возможность изменять местоположение как главного окна, так и плавающих панелей в зависимости от потребностей пользователей. Графическая визуализация результатов расчетов дает возможность пользователю вывести на экран изменение во времени любых параметров, хранящихся в базе данных ПК «Ресурс-АИ450МС».

Тестирование и оценка погрешностей ПК

Тестирование ПК «Ресурс-АИ450МС» заключалось в выполнении следующих этапов:

- верификация информационного обмена при реализации алгоритмов мониторинга ТС и НДС;
- контроль правильности информационного обмена и представления конечных результатов мониторинга выработки ресурса.

Оценки погрешностей алгоритмов мониторинга выполнялись как в самостоятельных исследованиях, так и в процессе тестирования ПК. Под погрешностями мониторинга понимаются отличия его результатов от данных, полученных на моделях верхнего уровня.

Для проведения тестирования использовались следующие тесты:



Рис. 3. Состав главного окна ПК «Ресурс-АИ450МС»:

- 1 – рамка приложения; 2 – главное меню; 3 – панель инструментов; 4 – плавающее окно «параметры»; 5 – плавающее окно «режимы»; 6 – окно визуализации результатов в табличной и графическом видах; 7 – статусная строка

– тест «Стационарный режим» заключался в проведении расчетов ТС и НС на установившихся режимах.

– тест «Нормальный цикл» включает расчеты температурного и напряженного состояний на неустановившихся режимах в начальной части эксплуатационного цикла: 0 – Отбор на СКВ во время стоянки с одновременной загрузкой генератора 40 кВА (1 мин) – Отбор на ЗМД с одновременной загрузкой генератора (1 мин) – Отбор на СКВ при рулении.

Результаты для диска турбины газогенератора приведены на рис. 4.

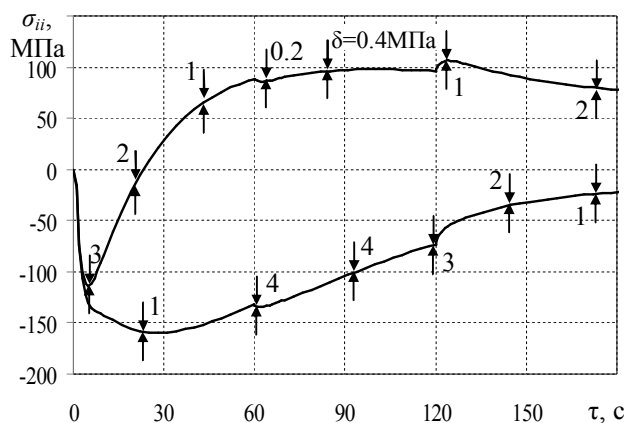
– тест «Обобщенный полетный цикл» представляет собой расчет выработки ресурса в обобщенном полетном цикле.

– тест «Реальные полеты» заключался в обработке данных бортового регистратора при выполнении полета самолетов Ан-148–100.

Учитывая то, что выработка ресурса происходит, в основном, на высоких режимах, в качестве окончательных оценок погрешностей мониторинга ТС и НС были приняты значения:

- ТС на установившихся режимах: 0.2...0.4%;
- ТС на переходных режимах: менее 2.5%;

- НС на установившихся режимах: менее 1%;
- НС на переходных режимах: менее 2%.

Рис. 4. Изменение температурных напряжений для диска турбины газогенератора (верхние кривые – σ_{xx} , нижние кривые – σ_{zz})

Результаты тестирования подтвердили правильность информационного обмена во всех блоках алгоритма и представления результатов мониторинга ТС и НС.

На основании оценок погрешностей мониторинга ТС и НС по методике [2] относительная погрешность МВР КД может быть оценена величиной ~10%.

В целом, в качестве приближенных оценок погрешностей МВР КД с помощью ПК «Ресурс-АИ450МС», было получено, что погрешности по МЦУ не превышают 7-8%, что с учетом определенных запасов точности позволяет считать их находящимися в пределах до 15%.

Эти оценки были приняты в качестве предварительных. В дальнейшем предполагается их развитие и уточнение в процессе эксплуатационного внедрения ПК «Ресурс-АИ450МС» в ОАО «Мотор Сич».

Литература

1. Олейник А.В. Концепция и методы мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД на основе

идентификации динамики температурного и напряженного состояния основных деталей: дис. ... докт. техн. наук: 05.07.05 / А. В. Олейник. – Х., 2006. – 241 с.

2. Олейник А.В. Оценка погрешностей мониторинга выработки ресурса авиационного газотурбинного двигателя / А.В. Олейник, Н.А. Шимановская // Вестник двигателестроения. – 2006. – № 3. – С. 70-74.

3. Олейник А.В. Эксплуатационный мониторинг температурного состояния детали газотурбинного двигателя как задача динамики конечно-элементной модели в пространстве состояния / А.В. Олейник // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 4/12. – С. 38-42.

4. Олейник А.В. Структурно-параметрическая идентификация мониторинговой модели динамики температурных напряжений в критической точке узла газотурбинного двигателя / А.В. Олейник, Н.А. Шимановская // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 9 (25). – С. 32-36.

Поступила в редакцию 20.05.2010

Рецензент: д-р тех. наук, проф., зав. кафедрой С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ПРОГРАММНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ МОНИТОРИНГУ ВИРОБЛЕННЯ РЕСУРСУ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ ДОПОМІЖНОГО ДВИГУНА АІ-450-МС

Н.А. Шимановська, Д.Ф. Симбірський, І.Л. Гліксон, С.І. Шанькін

Наводяться основні результати подальшого вдосконалення алгоритмів моніторингу температурного і напруженого станів основних деталей газотурбінного двигуна. Вони реалізовані в програмному комплексі «Ресурс-АІ450МС», призначеному для моніторингу виробітку і прогнозування залишку ресурсу допоміжного двигуна АІ-450-МС по штатно реєстрованих параметрах. Представлені основні етапи створення програмного комплексу і розглянута його структура. Проведена верифікація і тестування моніторингових моделей дозволяє зробити висновок про погіршеність моніторингу виробітку ресурсу основних деталей менше 15%.

Ключові слова: ресурс, моніторинг, контрольована деталь, температурний і напружений стан.

PROGRAMMATIC COMPLEX FOR AUXILIARY ENGINE AI-450-MS BASIC DETAILS LIFETIME MONITORING

N.A. Shimanovskaya, D.F. Simbirskiy, I.L. Glikson, S.I. Shan'kin

Further perfection basic results over of monitoring algorithms of thermal and stress condition of turbo-engine basic details are brought. They are realized in a programmatic complex «Lifetime-AI450MS», intended for making and prognostication remain of resource monitoring of auxiliary engine of AI 450 MS on the regularly registered parameters. The basic stages of programmatic complex creation are presented and its structure is considered. The conducted verification and testing of monitoring models allows to draw conclusion about the error of lifetime making monitoring of basic details less than 15%.

Key words: lifetime, monitoring, controlled detail, thermal and stress condition.

Шимановская Наталья Анатольевна – канд. техн. наук, старший преподаватель кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Симбирский Дмитрий Федорович – д-р техн. наук, проф., проф. кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Гликсон Игорь Леонидович – начальник отдела прочности ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина.

Шанькин Сергей Иванович – главный конструктор ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина.

УДК 629.7.03.018

П.В. МАКАРОВ

ФГУП "ММП "Салют", Москва, Россия

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ ДАННЫХ ТЕНЗОМЕТРИРОВАНИЯ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ WINПОС

Показана необходимость автоматизации процесса обработки данных тензометрирования при увеличении числа измерительных каналов для более корректного исследования разрабатываемых конструкций. Сформулирована методика для создания модуля автоматизированной обработки данных тензометрирования. Для реализации предложенной методики выбран пакет обработки сигналов WinПОС, предназначенный для обработки измерительной информации с помощью стандартных математических и статистических алгоритмов, графического представления данных и документирования.

Ключевые слова: тензометрирование, огибающая, алгоритм, экстремум, амплитуда, частота.

Введение

Для получения полной спектральной картины динамического поведения деталей ГТД после проведения тензометрирования требуется провести большой комплекс "ручной" обработки. Постоянное увеличение числа измерительных каналов, для более корректного исследования разрабатываемых конструкций, усугубляет оперативную оценку результатов тензометрирования. В связи с этим, ставится задача автоматизации процесса обработки данных тензометрирования.

В настоящее время существует множество программ, позволяющих проводить спектральную обработку сигнала. Они выпускаются известными разработчиками измерительных систем, испытательного оборудования и специализированного программного обеспечения, такими как LMS, National Instruments, Brüel & Kjær, НПП "Мера".

Для реализации модуля автоматизированной обработки данных тензометрирования был выбран пакет обработки сигналов WinПОС отечественной фирмы НПП "Мера", г. Мытищи. Данный пакет предназначен для обработки измерительной информации с помощью стандартных математических и статистических алгоритмов [1], графического представления данных и документирования, а также он высоко себя зарекомендовал в ведущих двигателестроительных фирмах и отраслевом институте ФГУП "ЦИАМ им. П.И. Баранова".

1. Формулировка поставленной задачи

Ставится задача о разработке методики для создания модуля автоматизированной обработки данных тензометрирования в пакете обработки сиг-

налов WinПОС на базе имеющихся в составе данного пакета алгоритмов обработки сигналов [2], а именно:

- огибающая (преобразование Гильберта);
- расчет АФЧХ (амплитуда гармоник);
- параметрический график;
- порядковый анализ 3D.

2. Описание предлагаемой методики

Все последующие действия выполняются для центрированных сигналов отфильтрованных от случайных выбросов и помех, влияющих на конечный результат.

Порядок выполнения алгоритмов:

1. Огибающая (преобразование Гильберта).

Рассчитывается огибающая процесса по времени.

Данный метод основан на преобразовании Гильберта, устанавливающим во временной и частотной областях связь между вещественной и мнимой частями одностороннего сигнала (равного нулю при $t < 0$).

Для получения трансформанты Гильберта над входным сигналом выполняется прямое преобразование Фурье:

$$F(k) = \frac{1}{N} \cdot \sum_{n=0}^{N-1} f(n) \cdot \exp \left\{ -j \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot k \cdot n}{N} \right\}. \quad (1)$$

Полученный спектр преобразуется к виду:

$$Z(k) = \begin{cases} 2 \cdot F(k), & \text{для } k = 1, \dots, N/2 - 1; \\ F(k), & \text{для } k = 0; \\ 0, & \text{для } k = N/2, \dots, N-1 \end{cases} \quad (2)$$

Путем обратного преобразования Фурье спектра $Z(k)$ получается аналитический сигнал:

$$z(n) = f(n) + j \cdot \tilde{f}(n), \quad (3)$$

где $\tilde{f}(n)$ есть трансформанта Гильберта входного сигнала $f(n)$.

Описанные операции повторяются для каждого блока данных и результаты сводятся в один результирующий сигнал. Для уменьшения краевых эффектов блоки берутся с перекрытием в 25% от их размера.

Огибающая сигнала определяется выражением:

$$|z(n)| = \sqrt{f^2 + \tilde{f}^2(n)}, \quad (4)$$

где $\tilde{f}^2(n)$ – сопряженный по Гильберту сигнал.

Требуется задать размер блока БПФ и количество блоков.

2. Расчет АФЧХ (амплитуда гармоники). Рассчитывается функция изменения частоты вращения (амплитуда 1-ой гармоники тахосигнала) от времени. Преобразование размерности частоты вращения из Гц в % или об/мин производится посредством изменения "Множителя" в настройках "Тахо".

3. Параметрический график. Строится график зависимости значений огибающей (ось Y) от частоты вращения (ось X – Гц, об/мин, %). Результаты сохраняются для каждого сигнала в папке "Результаты" в дереве сигналов.

4. Из точек параметрического графика необходимо выбрать экстремумы, лежащие выше задаваемого пользователем порога $Ogib > \alpha$ в интересующем интервале частоты вращения $\beta_1 \leq$ Частота вращения $\leq \beta_2$ (например, от малого газа до максимала, рис. 1).

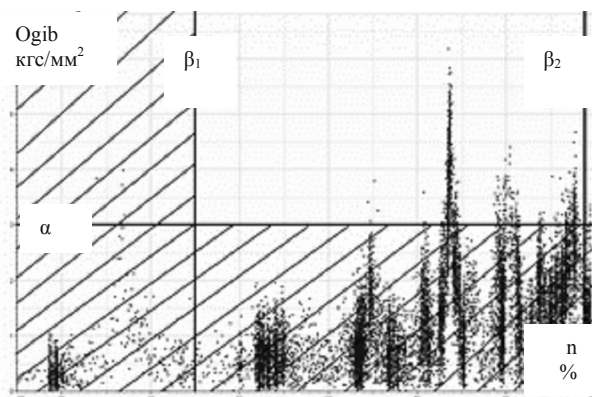


Рис. 1. График зависимости значений огибающей вибронапряжений от частоты вращения

5. Отбор максимальных значений из экстремумов по п. 4 в окрестности задаваемого интервала частоты вращения $\pm\Delta$ (Гц, об/мин, %). Начиная от левой заданной границы β_1 к абсциссе каждого из экстремумов прибавляется и вычитается Δ :

$$X_{\text{ЭКСТР},i} - \Delta; \quad X_{\text{ЭКСТР},i} + \Delta. \quad (5)$$

Из экстремумов, попавших в первый интервал, выбирается максимум, а экстремумы, лежащие сле-

ва от него исключаются из дальнейшего отбора. Далее берется первый экстремум справа от интервала задаваемого 1-м максимальным экстремумом $+\Delta$ и соответственно от него рассматриваются экстремумы и определяется 2-ой максимальный экстремум в интервале $\pm\Delta$. И так далее до правой заданной границы β_2 . Если значения нескольких экстремумов попадающих в один интервал равны с заданной точностью определения напряжений (к примеру, округлённых до десятых), то все они отбираются с соответствующими каждому значению интервалами частоты вращения $\pm\Delta$.

Таблица 1

Пример отбора максимумов ($Ogib > 2$, $\pm\Delta = 1\%$, при точности округления частоты вращения и напряжений = 0,01)

№ канала	частота вращ., %	Ogib, кгс/мм ²	№ интервала	отобр. экстрем.	получ. интервал для поиска амплитуды
2 к.	49,63	2,32	1		
2 к.	49,69	2,79	1	max	48,69...50,69
2 к.	58,10	2,91	3	max	57,10...59,10
2 к.	59,41	2,79	4		
2 к.	59,57	3,02	4	max	58,47...60,57
2 к.	59,58	2,91	4		
2 к.	60,24	2,09	4,5	max	59,24...61,24
2 к.	60,67	2,08	5,6		
2 к.	61,26	2,07	5,6		
2 к.	61,68	2,21	6	max	60,68...62,68
2 к.	62,10	2,21	6	max	61,10...63,10

6. Построение 3D диаграммы Кемпбелла с помощью алгоритма "Порядковый анализ 3D". Для соответствия вида диаграммы общепринятому, необходимо чтобы по оси X откладывалась частота вращения, а по оси Z – частота колебаний.

В настройках "Шага по частоте" необходимо выбрать параметр "Макс.". Рекомендуется, чтобы величина "Размера блока" соответствовала задаваемой в п.1. Преобразование размерности частоты вращения из Гц в % или об/мин производится посредством изменения "Множителя" в настройках "Тахо". Результаты сохраняются для каждого сигнала в папке "Результаты" в дереве сигналов.

7. Определение максимальной амплитуды и соответствующих ей параметров (частоты вращения, частота колебаний, кратность*, время)** по данным 3D диаграммы Кемпбелла для каждого значения экстремума в соответствующих интервалах $\pm\Delta$ частоты вращения по п. 5.

* – кратность частоты колебаний рассчитывается от соответствующего по времени значения частоты вращения (1-ой гармоники тахосигнала, Гц). Если в п. 2 и п. 6 осуществлялось преобразование размерности частоты вращения из Гц в % или об/мин по средством изменения "Множителя" в настройках "Тахо", тогда необходим ввод корректирующего коэффициента:

$$k = \frac{K_{\text{корр.}} \cdot f}{f_{\text{Тахо}}} ; \quad (6)$$

** – определение значения времени процесса необходимо для подробной обработки сигнала с целью определения характера колебаний.

8. Представление полученных результатов по п. 1-7 для всех сигналов (например для однотипных т/р) осуществляется в виде обобщенного графика (рис. 2) и табл. 2.

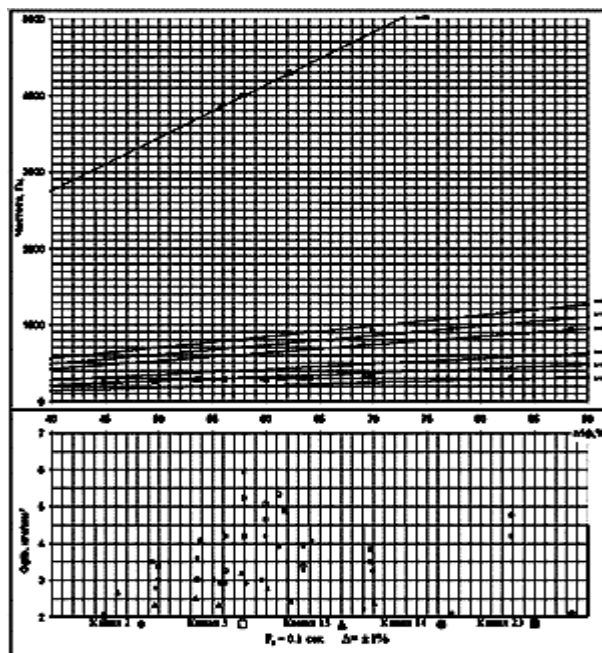


Рис. 2. Экспериментальная частотная диаграмма

Таблица 2

Пример таблицы-отчета автоматизированной обработки данных тензометрирования

№ канала	кратность	время, сек.	частота вращения, %	частота колебаний, Гц	Ogib, кгс/мм ²
к. 2	3,1	762	49,7	275	2,8
к. 2	2,9	1237	55,1	284	3,0
к.2	39,0	1273	58,1	4008	2,9
к. 3	2,8	1627	59,6	292	3,0
к. 3	2,7	2077	64,2	304	4,1
к. 3	6,1	2470	69,1	748	2,2

Заключение

Показано, что при увеличении числа измерительных каналов при тензометрировании, необходима оперативная оценка динамического состояния конструкции с помощью автоматизированной обработки данных тензометрирования. Предложена методика для создания модуля автоматизированной обработки данных тензометрирования в пакете обработки сигналов WinПОС на базе имеющихся в составе данного пакета алгоритмов обработки сигналов. В ближайшей перспективе планируется разработка соответствующего плагина в данном пакете.

Список литературы

1. Бендат Дж. Прикладной анализ случайных данных / Дж. Бендат, А. Пирсол. – М.: Мир, 1989. – 540 с.
2. WinПОС. Пакет обработки сигналов. Руководство пользователя. Редакция 3.0. НПП "Мера". – Мытищи, 2010. – 198 с.

Поступила в редакцию 1.06.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Б. Коровин, Федеральное государственное унитарное предприятие РФ «Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Жуковский, Московская обл., Россия.

АВТОМАТИЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ ТЕНЗОМЕТРИЧНИХ ДАНИХ У ПРОГРАМНОМУ КОМПЛЕКСІ WINПОС

П.В. Макаров

Показана необхідність автоматизації процесу обробки даних тензометрування при збільшенні числа вимірювальних каналів для більш правильного дослідження розробленої конструкції. Розроблена методика для втворення модуля автоматичної обробки даних тензометрування. Для реалізації запропонованої методики вибраний пакет обробки сигналів WinПОС, який використовується для обробки мірної інформації за допомогою стандартних математичних і статистичних алгоритмів, графічного приведення даних і документування.

Ключові слова: тензометрування, огиная, алгоритм, екстремум, амплітуда, частота.

AUTOMATIZATION OF STRAIN GAGE DATA POSTPROCESSING USING WINPOS SOFTWARE

P.V. Makarov

It is shown that automatization of of strain gage data postprocessing is necessary at increase of data channel quantity for more correct study of the structures designed. The way of creation of module for automatic postprocessing of strain gage data. In order to realize this way, WinPos signal postprocessing software is chosen, this software is able to analyze measured data using standart mathematic and statistic alghorithms, graphic visualization and documentation.

Key words: strain gage data processing, envelope, algorithm, extremum, amplitude, frequency.

Макаров Павел Вячеславович – нач. группы ФГУП "ММП "Салют", Москва, Россия, e-mail: makarovpv@yandex.ru.

УДК 621.438:621.822

А.С. БУКАТЫЙ, С.А. БУКАТЫЙ, А.А. ИВАНОВ

ООО Научно-коммерческая фирма «СБК», Рыбинск, Россия

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОСТАТОЧНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА ГТД ПОСЛЕ СКВОЗНОГО УПРОЧНЕНИЯ КРОМОК МЕТОДОМ ВЫГЛАЖИВАНИЯ ШАРИКОМ

На основе конечно-элементного моделирования разработана методика прогнозирования технологических остаточных деформаций (ТОД) деталей ГТД после упрочнения поверхностным пластическим деформированием. Показано применение методики для прогнозирования ТОД лопаток компрессора после сквозной пластической деформации кромок лопаток методом выглаживания шариком (ВШ). Создана конечно-элементная модель лопатки ГТД, позволяющая моделировать упрочнение поверхности и наклёп кромок на различную глубину. Разработанная методика может быть использована для оптимизации технологии упрочнения лопаток методом ВШ.

Ключевые слова: лопатки компрессора, упрочнение, выглаживание шариком, остаточные напряжения, остаточные деформации, конечно-элементное моделирование.

Введение

Повышение надёжности и долговечности и увеличение ресурса ответственных деталей ГТД является одной из основных проблем авиадвигательостроения, для решения которой широко используется упрочнение поверхностным пластическим деформированием (ППД). Особенно высокие требования предъявляются к вентиляторным и компрессорным лопаткам, подверженным эрозионному износу и повреждениям от попадания в тракт посторонних предметов. Часто глубина повреждений превышает глубину наклёпанного слоя 0,1–0,2 мм, создаваемого традиционными методами упрочнения галтовкой или микрошариками, что существенно снижает эффективность упрочнения. Поэтому в настоящее время ведётся разработка новых методов упрочнения, отличающихся большей глубиной, но значительно меньшей степенью пластической деформации поверхностного слоя. В обзоре [1] рассмотрены работы в этом направлении, среди которых заслуживает внимания новый метод упрочнения выглаживанием шариком (ВШ)

Метод ВШ создаёт наклёпанный слой глубиной до 1 мм и тонкие кромки лопаток компрессора подвергаются сквозному наклёпу при относительно небольшой степени пластической деформации ~5 %. В этом случае по данным зарубежных работ, приведенных в [1], забоины глубиной до 1 мм не снижают предел выносливости лопаток, что подтверждает эффективность метода ВШ. Однако, внедрение упрочняющих методов сопровождается рядом проблем, среди которых наиболее важной является обеспечение точности размеров и формы деталей

без снижения эффективности упрочнения [2]. Поэтому в данной работе ставится задача разработать методику прогнозирования и сделать оценку возможных технологических остаточных деформаций (ТОД), возникающих при сквозном наклёпе тонких кромок лопаток методом ВШ.

1. Методика прогнозирования ТОД

В силу сложности геометрии лопаток задача прогнозирования ТОД решается на основе КЭ-моделирования детали и её поверхностного пластически деформированного слоя a [3]. Сложность задачи обусловлена тем, что толщина слоя a , на которой нужно моделировать распределение остаточных напряжений (ОН), очень мала (0,05 – 1,00 мм). В настоящей работе для расчётов использовался программный пакет ANSYS 11. Модель компрессорной лопатки разрабатывалась в системе Unigraphics.

Моделирование ОН осуществлялось на основе использования начальных напряжений (НН), которые определяют расчётно-экспериментальным методом [2]. Сначала от основной модели отделялся наклёпанный поверхностный слой. Далее из геометрической модели была создана КЭ-модель и объёмам, на которые разбита модель, присвоены свойства материала. На следующем этапе были загружены НН в поверхностный слой конечно-элементной модели.

Команда **INISTATE** позволяет загружать НН как параметр загрузки структурного анализа как в элементы, основой которых являются точки интегрирования, так и в материал. Элементы, поддержи-

вающие послойную структуру, позволяют загружать напряжения по отдельности в каждом слое, что даёт возможность моделировать загрузку определённой эпюры напряжений по толщине поверхностного слоя a . При загрузке НН в послойные элементы основой служат точки интегрирования элемента или точки интегрирования слоёв. Для всех прочих элементов основой для загрузки напряжений служат точки интегрирования элемента. В работе использовались элементы, поддерживающие загрузку НН: SOLID-SHELL 190, SOLID-SHELL 181. Перед загрузкой НН задаём систему координат, в которой напряжения будут загружены. Загрузку НН, переменных по толщине слоя a наиболее рационально задавать путём создания файла НН, содержащего параметры функций и значения напряжений. Чтение загруженных напряжений осуществляется командой **INISTATE, LIST**, которая позволяет осуществлять проверку загруженных напряжений.

Нужно отметить, что если поверхностный слой не является замкнутым и обрывается, например, для образца с прямоугольным сечением в направлении продольной оси X , соответствующие напряжения на торцевой поверхности отсутствуют. В этом случае необходимо учесть краевой эффект – зону включения ОН.

Указанная загрузка эпюры начальных напряжений в поверхностный слой конечно-элементной модели в системе ANSYS достаточно трудоёмка. Поэтому предлагается вместо полной эпюры НН загружать постоянные по величине эквивалентные НН [2], которые значительно упрощают создание и расчёт конечно-элементной модели. В этом случае используется один слой.

После окончания расчёта выходными данными являются перемещения узлов. Анализ искомых деформаций можно осуществлять путём выбора требуемых точек и вывода их смещений относительно исходных позиций. Также можно осуществить выборку элементов и вывести значения перемещений в файл для дальнейшего анализа перемещений узлов.

2. Результаты расчёта ТОД

На основе изложенной выше методики была разработана модель консольно закреплённой лопатки длиной 190 мм и шириной 56×69 мм из сплава ВТ3–1, в которой пластически деформированные поверхностный слой и кромки выделены в отдельные области (рис. 1).

В соответствии с [1] модель позволяет устанавливать ширину наклёпанной области до 10 мм при максимальной толщине кромок 1 – 2 мм. Для моделирования сквозного наклёпа кромок использованы эпюры ОН с глубиной залегания $\sim 0,9$ мм, приведенные в [1].

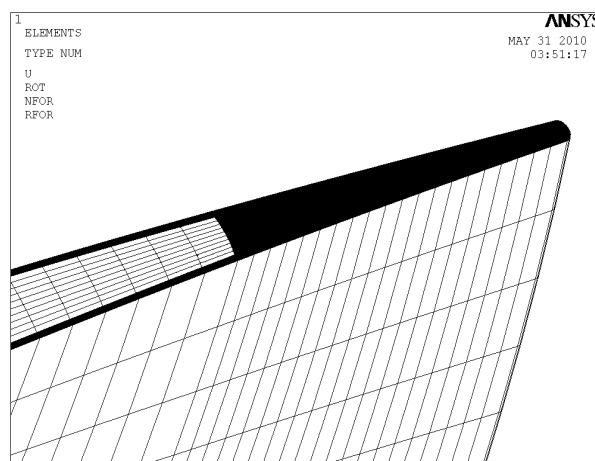


Рис. 1. КЭ-модель лопатки в области кромки

На их основе величина эквивалентных НН (ЭНН) была принята равной 400 МПа, при максимальной толщине проклёпа кромок 0,9 мм.

В табл. 1 показаны результаты расчётов – максимальные прогиб пера, разворот концевой поперечного сечения и удлинение лопатки, а также исходные данные, использованные в расчёте.

Таблица 1

Исходные данные расчёта ТОД лопатки

№ Вар-та	Велич. Экв.НН МПа	Ширина кромок мм	Деформации лопатки		
			Прогиб мм	Разворот град	Удлинение мм
1	400	6	2,205	0,576	0,339
2	400	Упр.мкш.	0,595	0,162	0,138
3	400	Полное упрочн-е	2,228	0,573	0,383
4	200	4	0,692	0,189	0,107
5	200	Упр.мкш.	0,297	0,081	0,069
6	200	Полное упрочн-е	0,788	0,211	0,142

В первом варианте учитывались только ЭНН в наклёпанных кромках от ВШ без упрочнения пера лопатки. Во втором варианте моделировалась упрочняющая обработка микрошариками всей поверхности пера на глубину 0,122 мм. В третьем показаны результаты расчётов при равномерном упрочнении всей поверхности пера лопатки микрошариками и сквозном наклёпе кромок.

В вариантах 4 – 6 обработка лопатки аналогичная, но при уровне ЭНН 200 МПа и ширине наклёпанных кромок 4 мм.

Заключение

Результаты расчёта при двух уровнях ЭНН показывают, что при одинаковом упрочнении только

одних кромок методом ВШ уже возникают существенные деформации, превышающие технологические допуски.

При дополнительном упрочнении микрошариками всей поверхности пера деформации лопатки увеличиваются.

Следовательно, при назначении режимов упрочнения необходимо учитывать возможные деформации лопаток и регулировать уровень ОН.

Разработанная методика прогнозирования ТОД при использовании подходов [2] позволяет определять режимы упрочнения, обеспечивающие наряду с повышением сопротивления усталости геометрическую точность лопаток ГТД.

Методика может быть использована также для разработки способов устранения недопустимых ТОД, возникающих в процессе изготовления высокоточных лопаток.

Литература

1. Разработка и применение новых методов упрочнения деталей ГТД, основанных на пластическом деформировании поверхностных слоёв. (Обзор) / Ю.А. Ножницкий, А.В. Фишгойт, Р.И. Ткаченко, С.В. Теплова // Вестник двигателестроения. – 2006. – № 2. – С. 8-16.
2. Букатый С.А. Энергетический метод определения рациональных режимов упрочнения тонкостенных и маложёстких деталей ГТД поверхностным пластическим деформированием / С.А. Букатый, А.С. Букатый // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 10 (67). – С. 45-49.
3. Букатый А.С. Назначение оптимальных режимов упрочнения деталей ГТД с учетом геометрии упрочняемых деталей / А.С. Букатый // 7-я междунар. конф. «Авиация и космонавтика-2008»: тезисы докл. – М.: Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2008. – С. 68.

Поступила в редакцию 24.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зам. главн. инженера Л.Б. Уваров, ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия.

ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАЛИШКОВИХ ДЕФОРМАЦІЙ ЛОПАТОК КОМПРЕСОРА ГТД ПІСЛЯ НАСКРІЗНОГО ЗМІЦНЕННЯ КРОМКИ МЕТОДОМ ВИГЛАДЖУВАННЯ КУЛЕЮ

О.С. Букатий, С.О. Букатий, О.А. Иванов

На основі кінцево-елементарного моделювання розроблена методика прогнозування технологічних залишкових деформацій (ТЗД) деталей ГТД після зміцнення поверхневим пластичним деформуванням. Показано застосування методики для прогнозування ТЗД лопаток компресора після наскрізної пластичної деформації кромок лопаток методом вигладжування кулею (ВК). Створена кінцево-елементарна модель лопатки ГТД, що дозволяє моделювати зміцнення поверхні і кромок на різну глибину. Розроблена методика може бути використана для оптимізації технології зміцнення лопаток методом ВК.

Ключові слова: лопатки компресора, зміцнення, вигладжування кулею, внутрішня напруга, кінцеві деформації, кінцево-елементарне моделювання.

PROGNOSTICATION OF THE TECHNOLOGICAL RESIDUAL DEFORMATIONS OF COMPRESSOR BLADES AFTER THROUGH-EDGE OF BLADE BALL ROLLING STRENGTHENING

A.S. Bukaty, S.A. Bukaty, A.A. Ivanov

The method is designed for the technological residual deformations prognostication of gas turbine components after surface plastic deformation strengthening. This method is based on finite element analysis and applied for the residual deformations prognostication of the compressor blade after through-edge of blade ball rolling strengthening. The finite element model makes it possible to simulate the effect of strengthening due to shot-peening of blade and ball rolling of edges of blade. The method may be used for optimization of the ball rolling strengthening treatment technology.

Key words: compressor blades, strengthening, ball rolling, residual stress, residual deformation, finite element model analysis.

Букатый Алексей Станиславович – канд. техн. наук, старший преподаватель кафедры «Технология машиностроения» Ярославского государственного технического университета; заместитель директора ООО Научно-коммерческой фирмы «СБК», Рыбинск, Россия, e-mail: bukaty@inbox.ru.

Букатый Станислав Алексеевич – д-р техн. наук, проф. кафедры теоретической механики и сопротивления материалов Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева; директор ООО Научно-коммерческой фирмы «СБК», Рыбинск, Россия, e-mail: bukaty_sa@mail.ru.

Иванов Александр Альбертович – руководитель проекта дирекции газотурбинных энергетических установок ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия, e-mail: aleksandr.ivanov@npo-saturn.ru.

УДК 621.74

Г.В. СНЕЖНОЙ

Запорожский национальный технический университет, Украина

О ВОЗМОЖНОСТИ КОНТРОЛЯ МАЛЫХ ДЕФОРМАЦИЙ АУСТЕНИТНЫХ ХРОМОНИКЕЛЕВЫХ СТАЛЕЙ МАГНИТОМЕТРИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

С помощью чувствительного магнитометрического метода, учитывающего намагниченность парамагнитной аустенитной матрицы, в процессе одноосного сжатия образцов стали 12X18H10T найдена граничная точка относительного сжатия ε_s , ниже которой существует однофазное состояние (аустенит), выше – двухфазное (аустенит и мартенсит деформации). Предложено эту точку ε_s называть деформационной мартенситной точкой по аналогии с известной температурной мартенситной точкой T_s . Установлено, что для стали 12X18H10T (после выдержки 30 мин. при 1323K и последующей закалки в воду) $\varepsilon_s = 2,4\%$.

Ключевые слова: аустенитная хромоникелевая сталь, магнитная восприимчивость, мартенсит деформации, деформационная мартенситная точка.

Введение

Многим аустенитным хромоникелевым сталям присущ комплекс ценных свойств, обусловивших применение их в качестве конструкционного материала: высокая пластичность, повышенная коррозионностойкость, хорошая технологичность. Например, сталь 12X18H10T относится к классу сталей, не упрочняемых термической обработкой, применяется для изготовления сварных и механически обрабатываемых деталей, работающих в агрессивных атмосферных условиях при температуре до 800 °С. Эта сталь является метастабильной и при пластической деформации в ней протекает мартенситное $\gamma \rightarrow \alpha'$ превращение (α' – мартенсит деформации). На мартенситное превращение существенно влияет химический состав стали, микроструктура, температура деформации, величина механического напряжения, облучение частицами и пр.

Протекающие при деформации мартенситные превращения метастабильных сталей играют большую роль в формировании физико-механических свойств промышленных нержавеющих сталей, которые широко используются в авиастроении. В этой связи изучение закономерностей $\gamma \rightarrow \alpha'$ превращения имеет практическую ценность. При этом, если закономерности $\gamma \rightarrow \alpha'$ превращений при сравнительно больших пластических деформациях достаточно хорошо изучены [1 – 5], то экспериментальных данных при малых пластических деформациях сравнительно меньше [6 – 8]. Это обусловлено тем, что при определении низких содержаний α' -фазы,

которая возникает при деформации, не учитывается намагничивание парамагнитной аустенитной матрицы, что приводит к большим погрешностям. Например, относительная погрешность составляет свыше 1000% при содержании α' -фазы порядка 0,005%, 80% – при 0,1% и лишь при содержании α' -фазы порядка 2,5...3,0% ошибка достигает ~3% [9].

В этой связи для исследования относительно малых деформаций аустенитных хромоникелевых сталей, при которых возникает весьма низкое содержание мартенсита деформации, использовался интегральный физический метод идентификации α' -фазы [9 – 11], учитывающий намагниченность парамагнитной аустенитной матрицы.

1. Экспериментальная часть

Объектом исследований была выбрана промышленная нержавеющая сталь аустенитного класса 12X18H10T следующего химического состава (вес. %): 0,12% C, 1,316% Mn, 0,25% Si, 17,854% Cr, 9,42% Ni, 0,121% Mo, 0,252% Ti. Предварительно сталь отжигали при температурах 1323 K (30 мин.) и закачивали в воду. Затем холодным механическим способом вырезали образцы размерами $\sim 3 \times 3 \times 1$ мм³. Для снятия поверхностных повреждений образцы шлифовались на абразивных порошках, а затем полировались до зеркального блеска алмазными пастами и электрохимическим методом. Степень пластической одноосной деформации на сжатие при комнатной температуре рассчитывалась по отношению толщин до и после деформации ($\varepsilon = (d - d_0) / d_0$). На всех этапах подготовки образ-

цов обращалось особое внимание на то, чтобы поверхность образцов не загрязнялась какими-либо ферромагнитными примесями.

Удельную магнитную восприимчивость образца находили по формуле [9-11]:

$$\chi = \chi_{\text{эт}} \cdot \frac{I \cdot m_{\text{эт}}}{I_{\text{эт}} \cdot m}, \quad (1)$$

где $\chi_{\text{эт}}$ – удельная магнитная восприимчивость эталонного вещества (например, соль Мора) с известной магнитной восприимчивостью; I и $I_{\text{эт}}$ – соответственно компенсационные токи в соленоиде для образца и эталона.

Для определения малых количеств ферромагнитной фазы (α -фазы) использовали выражение [10]:

$$P = \frac{\sigma_m}{\sigma_\alpha} \cdot 100\% = \frac{[\chi - (\chi_0 + \chi_p)] \cdot H}{\sigma_\alpha} \cdot 100\%, \quad (2)$$

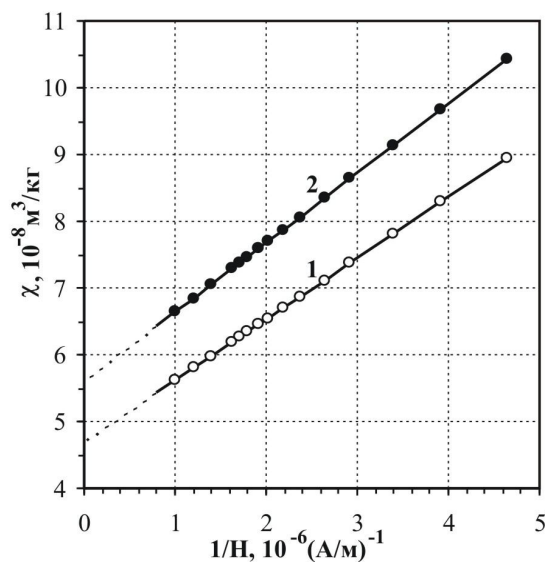
где σ_m – ферромагнитная составляющая удельной намагниченности насыщения образца; σ_α – удельная намагниченность насыщения α -фазы; χ – общая удельная магнитная восприимчивость образца; χ_∞ – результирующая удельная магнитная восприимчивость χ_0 парамагнитного аустенита образца и

парапроцесса χ_p α -фазы образца: $\chi_\infty = \chi_0 + \chi_p$; H – напряженность магнитного поля.

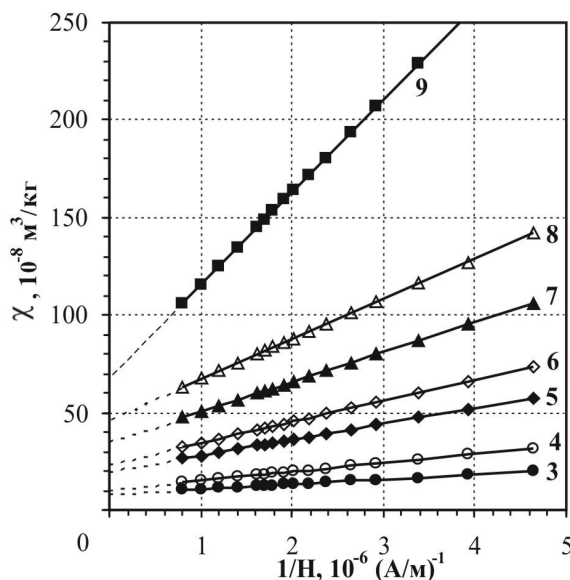
Из кривых экспериментальных зависимостей $\chi = f(1/H)$ находили значения χ_∞ методом экстраполяции [9, 10] и по формуле (2) определяли количество ферромагнитной фазы в объемных процентах.

2. Анализ полученных результатов

Измерения магнитных параметров и количество феррофазы производилось на образце после каждого акта сжатия. На рис. 1 представлены типичные экспериментальные зависимости удельной магнитной восприимчивости χ от обратной величины магнитного поля $1/H$ стали 12X18H10T при различных степенях относительной деформации ϵ на сжатие. Как видно из рис.1 продолжение прямых с осью ординат ($H \rightarrow \infty$) дадут значения χ_∞ и по формуле (2) вычисляем результирующее количество феррофазы P_α в объемных процентах после каждого акта деформации образца (табл.). Удельную магнитную восприимчивость χ_0 «чистого» парамагнитного аустенита находим из зависимости $\chi_\infty(P_\alpha)$, экстраполируя $P_\alpha \rightarrow 0$ (нет феррофазы) на ось ординат (рис. 2).



а



б

Рис. 1. Зависимость $\chi(1/H)$ при различных значениях деформации ϵ для стали 12X18H10T:

а: 1 – 0%; 2 – 2,5%; б: 3 – 3,5%; 4 – 5,2%; 5 – 6,5%; 6 – 7,0%; 7 – 8,0%; 8 – 8,8%; 9 – 10,1%

Из рис. 2 видно, что $\chi_0 = 2,39 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3/\text{кг}$. Полученный наклон прямой 1 (см. рис.1) подтверждает присутствие δ -феррита в исходном образце при нулевой деформации. Следовательно, выдержка 30

мин. при температуре 1323 К и последующая закалка в воду не привела к полной аустенизации стали 12X18H10T. Найденное количество δ -феррита оказалась равным $P_\delta = 0,078\%$ (табл. 1).

Если принять, что такое количество δ -феррита (0,078%) не принимает участие в образовании мартенсита деформации α' и вычесть его из результирующего количества феррофазы P_α , получим значение количества мартенсита деформации $P_{\alpha'}$ (табл. 1).

Таблица 1

Значения магнитных восприимчивостей и количество феррофазы в зависимости от степени деформации образца стали 12X18H10T.

$\varepsilon, \%$	$\chi, 10^{-8} \text{ м}^3/\text{кг}$ ($H=3,42 \cdot 10^5 \text{ А/м}$)	$\chi_\infty, 10^{-8} \text{ м}^3/\text{кг}$	$P_\alpha = P_\delta + P_{\alpha'}, \%$	$P_{\alpha'}, \%$
0,0	7,38	4,7	0,078	0,00
2,5	8,64	5,6	0,089	0,011
3,5	15,5	8,2	0,214	0,136
5,2	23,7	10,6	0,384	0,306
6,5	43,6	20,0	0,692	0,614
7,0	55,2	23,6	0,925	0,847
8,0	79,7	35,0	1,31	1,233
8,8	107	46,9	1,75	1,669
10,2	207	68,1	4,06	3,983

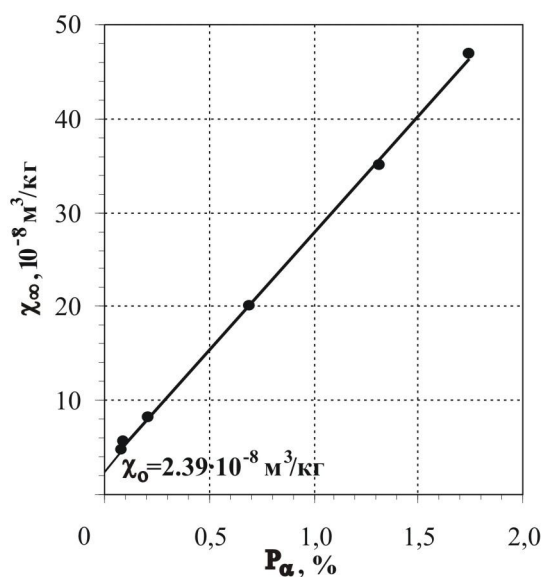


Рис. 2. Зависимость результирующей удельной магнитной восприимчивости χ_∞ (аустенита и парапроцесса) стали 12X18H10T от суммарного количества феррофазы P_α , возникающей при малых деформациях

На рис. 3 показана зависимость образовавшегося мартенсита деформации $P_{\alpha'}$ от степени деформации ε на сжатие. Из этой кривой определить однозначное значение ε_s , при котором начинает зарождаться мартенсит деформации практически невоз-

можно. С целью определения такого значения относительной деформации сжатия ε_s , при котором начинает зарождаться мартенсит, поступим следующим образом. Найдем зависимость удельной магнитной восприимчивости χ (например, для поля $H = 3,42 \cdot 10^5 \text{ А/м}$) от возникающего весьма низкого количества мартенсита деформации $P_{\alpha'}$ (рис. 4).

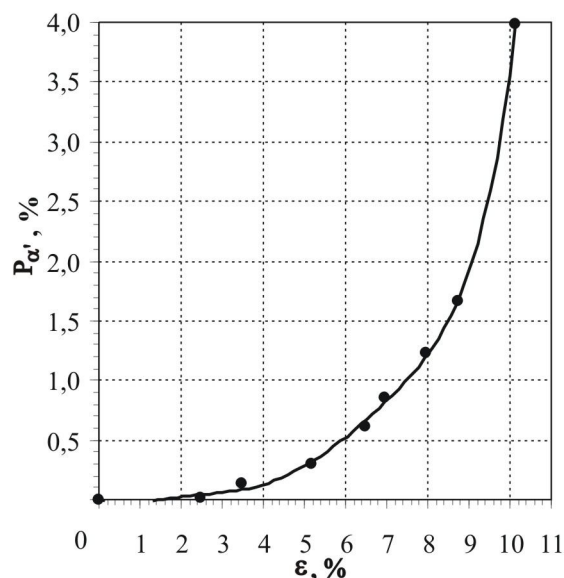


Рис. 3. Зависимость возникающего мартенсита деформации $P_{\alpha'}$ от относительной степени сжатия ε для стали 12X18H10T

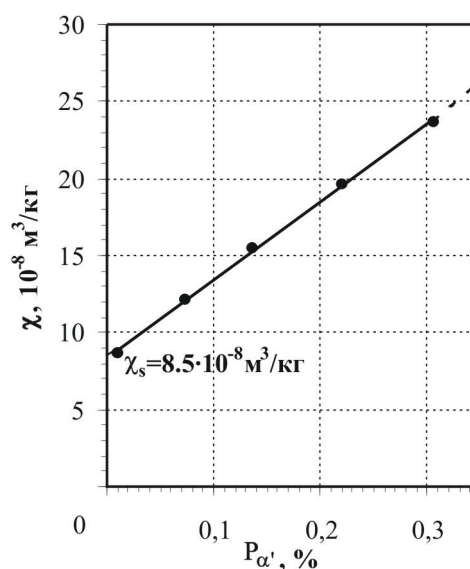


Рис. 4. Зависимость удельной магнитной восприимчивости χ ($H = 3,42 \cdot 10^5 \text{ А/м}$) от возникающего весьма низкого количества мартенсита деформации $P_{\alpha'}$

Из рис. 4 видно, что если устремить $P_{\alpha'} \rightarrow 0$ (нет феррофазы), то прямая пересечет ось ординат

χ в точке $\chi_s = 8,5 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3/\text{кг}$. Эта точка χ_s представляет собой однозначное (а не критическая область) значение стартовой (граничной) удельной магнитной восприимчивости стали 12Х18Н10Т, при которой начинается зарождаться мартенсит деформации. Построим зависимость относительной деформации сжатия ε от удельной магнитной восприимчивости χ ($H = 3,42 \cdot 10^5 \text{ А/м}$) стали 12Х18Н10Т при весьма низких содержаниях мартенсита деформации (рис. 5). Если на оси абсцисс χ отложить найденное ранее значение $\chi_s = 8,5 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3/\text{кг}$ и восстановить перпендикуляр до пересечения с прямой, а затем от этой точки провести параллельную прямую до пересечения с осью ординат ε , получим значение $\varepsilon_s = 2,4\%$.

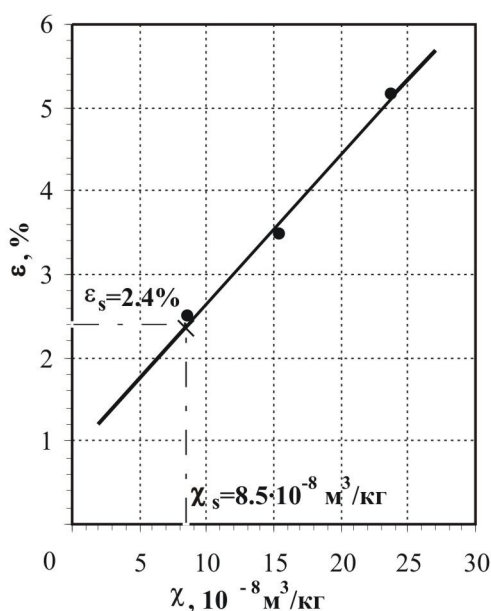


Рис. 5. Зависимость относительной деформации сжатия ε от удельной магнитной восприимчивости χ ($H = 3,42 \cdot 10^5 \text{ А/м}$) стали 12Х18Н10Т при весьма низких содержаниях мартенсита деформации

Предлагается эту однозначную точку ε_s (не критическая область) назвать деформационной мартенситной точкой по аналогии с известной температурной мартенситной точкой T_s [12, 13]. Ее физический смысл такой: ниже точки ε_s существует однофазное состояние (аустенит), выше — двухфазное (аустенит и мартенсит деформации). Деформационная мартенситная точка сужает в одну точку обычно принятые при исследованиях «плавающие» области критической деформации или критического напряжения, при которых появляется ферромагнитная фаза в деформированном образце.

Заключение

Для определения реального весьма низкого содержания мартенсита деформации в объемных процентах использован метод, позволяющий учитывать магнитный момент парамагнитного аустенита. Экспериментально найдено однозначное граничное значение относительного сжатия ε_s , которое предлагается назвать деформационной мартенситной точкой. В процессе одноосного сжатия стали 12Х18Н10Т до ε_s существует однофазное состояние (аустенит), выше ε_s — двухфазное (аустенит и мартенсит). Для стали 12Х18Н10Т с данным химическим составом $\varepsilon_s = 2,4\%$. В точке ε_s зарождается мартенсит деформации и по мере одноосного сжатия в интервале $\varepsilon = 0 \dots 10\%$ по экспоненциальному закону накапливается от 0 до 4% мартенсита деформации.

Литература

1. Банных О.А. Развитие исследований нержавеющей стали / О.А. Банных // МИТОМ. — 1977. — № 10. — С. 41.
2. Толмасов В.А. Изменение фазового свойства нержавеющей стали 1Х18Н9Т под влияние пластической деформации / В.А. Толмасов // ФММ. — 1958. — Т. VI, № 5. — С. 838-842.
3. Кайбышев О.А. Пластичность и сверхпластичность металлов / О.А. Кайбышев. — М.: Металлургия, 1975. — 279 с.
4. Ибрагимов Ш.Ш. Мартенситное превращение и механические свойства нержавеющей стали 12Х18Н10Т, облученной нейтронами / Ш.Ш. Ибрагимов, О.П. Максимкин, Д.Х. Садуакасов // ФММ. — 1990. — № 7. — С. 3-5.
5. Малинов Л.С. Развитие мартенситных превращений при деформации в Fe-Mn-сталих различного состава / Л.С. Малинов, Е.Я. Харланова // Металловедение и термическая обработка металлов. — 1988. — № 1. — С. 11-14.
6. Максимкин О.П. Особенности кинетики образования α' -мартенсита при деформации нержавеющей стали 12Х18Н10Т, облученной нейтронами / О.П. Максимкин, К.В. Цай, Д.Х. Садуакасов // Вестник НЯЦ РК. — 2007. — Вып. 1. — С. 4-13.
7. Максимкин О.П. Параметры образования мартенситной α' -фазы при деформации нержавеющей стали, облученных в реакторах АХ ВВРр-К и БН-350 / О.П. Максимкин, Н.Н. Гусев, И.С. Осипов // Вестник НЯЦ РК. — 2007. — Вып. 3. — С. 12-17.
8. Применение магнитных методов для исследования эволюции структуры в аустенитных нержавеющей сталях после длительной эксплуатации энергоблоков на АЭС / В.М. Ажажа, В.А. Десненко, Л.С. Ожигов, Ж.С. Ажажа, И.В. Свечкарев,

А.В. Федорченко // Вопросы атомной науки и техники. – 2009. – № 4-2. Серия: Физика радиационных повреждений и радиационное материаловедение (94). – С. 241-246.

9. Влияние магнитного момента парамагнитной матрицы на определение низких содержаний α -фазы в аустенитных сталях / В.Л. Снежной, Ф.Д. Мирошниченко, В.Г. Каниболоцкий, Г.А. Охромий // ФММ. – 1970. – Т. 30, вып. 2. – С. 363-366.

10. Снежной Г.В. Интегральный физический метод идентификации α -фазы в аустенитных хромоникелевых сталях / Г.В. Снежной, В.Г. Мищенко, В.Л. Снежной // Литье и металлургия. – 2009. – № 3 (52). – С. 241-244.

11. Мирошниченко Ф.Д. Магнитометрические весы с униполярной астатической системой и механико-магнитным зацеплением призмы / Ф.Д. Мирошниченко, В.Л. Снежной // Приборостроение: межведомственный научно-технический сб. – К.: Техника, 1966. – № 2. – С. 127-131.

12. Сніжної Г.В. Зміна механізму стартової мікрокінетики мартенситного перетворення в заліззонікелевих сталях / Г.В. Сніжної, В.Л. Сніжної // Металлофізика і новітні технології. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 565-576.

13. Ольшанецкий В.Е. О физической трактовке мартенситной точки / В.Е. Ольшанецкий, В.Л. Снежной // ФММ. – 1973. – Т. 36, № 4. – С. 894-896.

Поступила в редакцию 25.05.2010

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. В.В. Погосов, Запорожский национальный технический университет, Запорожье.

ПРО МОЖЛИВІСТЬ КОНТРОЛЮ МАЛИХ ДЕФОРМАЦІЙ АУСТЕНИТНИХ ХРОМОНІКЕЛЕВИХ СТАЛЕЙ МАГНІТОМЕТРИЧНИМ МЕТОДОМ

Г.В. Сніжної

За допомогою чутливого магнітометричного методу, який враховує намагніченість парамагнітної аустенітної матриці в процесі одноосного стискання зразків сталі 12X18H10T, знайдена гранична точка відносного стискання ε_s , нижче якої існує однофазний стан (аустеніт), вище – двофазний (аустеніт і мартенсит деформації). Пропонується цю точку ε_s називати деформаційною мартенситною точкою за аналогією з відомою температурною мартенситною точкою T_s . Встановлено, що для сталі 12X18H10T (після витримки 30 хв. при 1323K і наступному загартуванні у воду) $\varepsilon_s = 2,4\%$.

Ключові слова: аустенітні хромонікелеві сталі, магнітна сприйнятливість, мартенсит деформації, гранична область зародження мартенситу, деформаційна мартенситна точка

ON CONTROL OF SMALL DEFORMATIONS OF AUSTENITE CHROMIUM NICKEL STEELS MAGNETOMETRICAL METHOD

G.V. Snezhnoi

Sensitive magnetic metric method, which takes into account the magnetization of the paramagnetic austenitic matrix for the study steel 12X18H10T used. In the process of uniaxial compression of samples was found boundary point ε_s . For strains below this point in the sample there is one phase state (austenite) above - a two-phase (austenite and martensite deformation). Proposed call this point ε_s the deformation martensite point by analogy with the known temperature martensite point T_s . To steel 12X18H10T (after holding 30 min. at 1323K and then quenched in water) is defined by the value of $\varepsilon_s = 2,4\%$.

Key words: austenitic chromiumnickel steel, magnetic susceptibility, martensite deformation, deformation martensite point.

Снежной Геннадий Валентинович – канд. физ.-мат. наук, доцент, Запорожский национальный технический университет, Запорожье, Украина, e-mail: snow@zntu.edu.ua.

УДК 621.74.045

А.В. МАЛАХАТКО

ОАО «Мотор – Сич», Запорожье, Украина

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ НЕОТОЖЕННЫХ КЕРАМИЧЕСКИХ СТЕРЖНЕЙ

Приведено моделирование напряженно-деформированного состояния внутренней структуры неотожженных керамических стержней. Внутренняя структура стержня представляется как трехкомпонентная система: абсолютно твердый субстрат – адгезионный пограничный слой – жестко – пластичный наполнитель. Пограничный слой задается как анизотропная упруго – пластическая среда, которая обеспечивает целостность и прочность стержня. Использование гипотезы об анизотропии пограничного слоя как математического приема позволяет решать задачи прочности стержней в CAD/CAM/CAE – системах.

Ключевые слова: лопатка, керамические стержни, пластификатор, пограничный слой, анизотропная упруго-пластическая среда, расчет на прочность.

Введение

Повышение требований к ресурсу и надежности авиационных двигателей, а также рабочих температур в турбине значительно усложнило конструкцию внутренних полостей лопаток. В связи с этим возникают значительные технологические сложности в процессе производства керамических стержней, которые формируют внутренние полости лопаток при их литье методом выплавляемых моделей. Поэтому, разработка оптимальной конструкции керамических стержней на базе компьютерного моделирования является очень актуальной задачей.

В предыдущих работах приведены прогрессивные способы проектирования литейной оснастки для лопаток авиадвигателей, которые базируются на применении метода аналитических эталонов и компьютерных инженерных расчетов [1, 2]. Применение этого метода позволяет автоматизировать построение и расчеты сложной геометрии деталей литейных форм и технологического процесса их изготовления. Но такие задачи как расчеты напряженно-деформированного состояния являются очень приближительными. Причина этого заключается в том, что стержень представляется в виде гомогенного тела с изотропными механическими свойствами.

Для получения более корректных результатов необходимо представлять стержень как многокомпонентную систему и учитывать влияние физических процессов при формировании стержня на механические свойства. С учетом этих требований, в представленной работе рассмотрено моделирование напряженно-деформированного состояния стержня на базе гипотезы об анизотропии адгезионного пограничного слоя [3].

Результаты исследований

Для построения решаемой математической модели структура стержневого состава до затвердевания стержня представляется как двухкомпонентная система (рис. 1). Первый компонент – это частицы огнеупорного порошка и минерализатора, которые представляются как абсолютно твердые недеформируемые сферические частицы. Второй компонент – пластификатор, заполняющий промежутки между частицами первого компонента и обладающего до затвердевания свойствами идеальной жидкости, а после затвердевания – свойствами жестко пластичного тела.

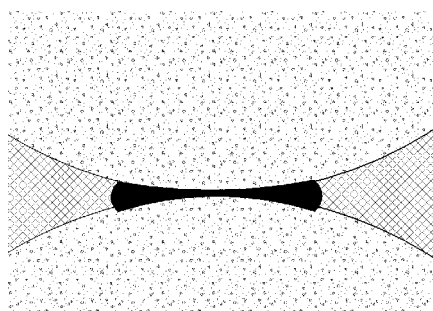


Рис. 1. Структура стержневого состава

Процесс затвердевания пластификатора начинается в точке касания сферических частиц из-за возникновения на контактной площадке зоны повышенного давления. Вокруг точки полимеризации образуются полимерные цепи $\text{CH}_2 = \text{CH}_2$ полиэтилена, входящего в состав пластификатора, и формируют эллипсоид с центром в точке полимеризации. Одновременно в результате действия повышенного давления происходит вытеснение части жестко пластичных компонентов пластификатора (парафина,

церезина и т.п.) за пределы зоны контактной площадки, в следствие чего формируется пограничный слой со свойствами отличными от остального пластификатора.

Принимая во внимание радиальное ориентирование полимерных цепей полиэтилена, становится возможным применить гипотезу об анизотропных свойствах адгезионных соединений [3]. Согласно этой гипотезе пограничный слой адгезива представляется в виде анизотропной упруго-пластической сплошной среды, модуль упругости и предел текучести которой в направлении параллельном поверхности контактной площадки стремится к нулю. В нашем случае пограничный слой трактуется как массив цилиндрических полимерных стержней, формирующих эллипсоид и обладающими анизотропными упруго-пластическими свойствами (рис. 2).

С учетом принятых условий ($E_{\rho\rho} \rightarrow 0; E_{\varphi\varphi} \rightarrow 0$), уравнения равновесия в полярных координатах приобретают вид:

$$\begin{cases} \frac{1}{\rho \cdot \sin \theta} \cdot \frac{\partial \sigma_{\rho\varphi}}{\partial \varphi} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \sigma_{\rho\theta}}{\partial \theta} + \frac{\sigma_{\rho\theta} \cdot \text{ctg} \theta - \sigma_{\theta\theta}}{\rho} = 0; \\ \frac{\partial \sigma_{\rho\varphi}}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \sigma_{\varphi\theta}}{\partial \theta} + \frac{3\sigma_{\rho\varphi} + \sigma_{\theta\theta} \cdot \text{ctg} \theta}{\rho} = 0; \\ \frac{\partial \sigma_{\rho\theta}}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho \cdot \sin \theta} \cdot \frac{\partial \sigma_{\varphi\theta}}{\partial \varphi} + \frac{3\sigma_{\rho\theta} + \sigma_{\theta\theta} \cdot \text{ctg} \theta}{\rho} = 0. \end{cases}$$

В зоне упругого напряженно-деформированного состояния в соответствии с законом Гука, зависимости деформаций от напряжений принимают вид:

$$\varepsilon_{\theta\theta} = \frac{(1+\mu) \cdot (1-\mu)}{E_{\theta\theta}} \cdot \sigma_{\theta\theta}; \varepsilon_{\rho\rho}(\varphi\varphi) \rightarrow 0;$$

$$\varepsilon_{\rho\varphi}(\rho\theta, \varphi\theta) = \frac{1}{2G} \cdot \sigma_{\rho\varphi}(\rho\theta, \varphi\theta).$$

Для решения системы уравнений равновесия в упругой зоне необходимо добавить одно из уравнений неразрывности, записанное с учетом предыдущих соотношений деформаций от напряжений:

$$2 \cdot \frac{(1+\mu) \cdot (1-\mu)}{E_{\theta\theta}} \cdot \frac{\partial^2 \sigma_{\theta\theta}}{\partial \rho \cdot \partial \varphi} = \frac{1}{2G} \cdot \left(\frac{\partial^2 \sigma_{\rho\theta}}{\partial \theta \cdot \partial \varphi} + \frac{\partial^2 \sigma_{\varphi\theta}}{\partial \theta \cdot \partial \rho} - \frac{\partial^2 \sigma_{\rho\varphi}}{\partial^2 \theta} \right);$$

$$\text{или } \frac{\partial^2 \sigma_{\rho\theta}}{\partial \theta \cdot \partial \varphi} + \frac{\partial^2 \sigma_{\varphi\theta}}{\partial \theta \cdot \partial \rho} - \frac{\partial^2 \sigma_{\rho\varphi}}{\partial^2 \theta} - 2 \cdot G \cdot (1-\mu) \cdot \frac{\partial^2 \sigma_{\theta\theta}}{\partial \rho \cdot \partial \varphi} = 0.$$

Квадратичное условие пластичности принимает вид:

$$\sigma_{\theta\theta}^2 + 4B\sigma_{\rho\theta}^2 + 4C\sigma_{\varphi\theta}^2 + 4D\sigma_{\theta\theta} \cdot \sigma_{\rho\theta} + 4E\sigma_{\rho\theta} \times \\ \times \sigma_{\varphi\theta} + 8F\sigma_{\varphi\theta} \cdot \sigma_{\rho\varphi} = 1.$$

Для частного случая одноосного растяжения и чистого сдвига получаем соотношение:

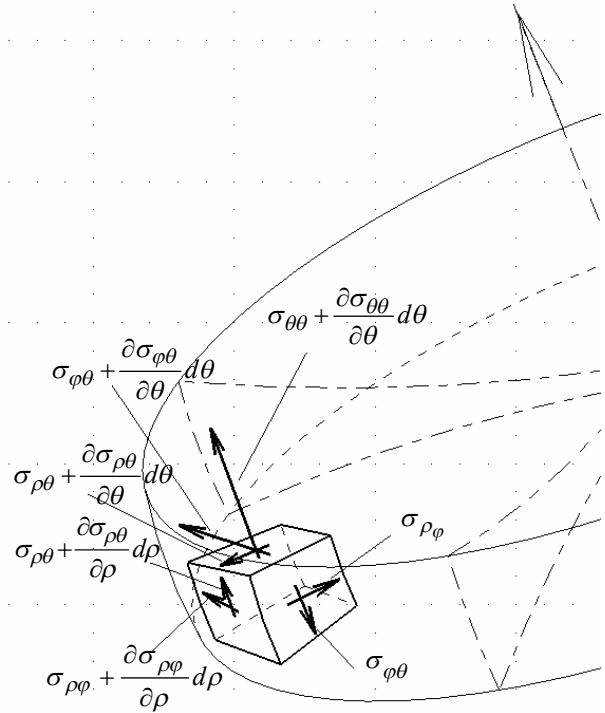


Рис. 2. Напряжения в основном элементе пограничного слоя

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_{\theta\theta}^2}{\sigma_t^2} + \frac{\sigma_{\rho\theta}^2}{\sigma_t^2} + \frac{\sigma_{\varphi\theta}^2}{\sigma_t^2} + 2 \frac{\sigma_{\theta\theta} \cdot \sigma_{\rho\theta}}{\sigma_t^2} + \\ + 2 \frac{\sigma_{\theta\theta} \cdot \sigma_{\varphi\theta}}{\sigma_t^2} + 2 \frac{\sigma_{\varphi\theta} \cdot \sigma_{\rho\theta}}{\sigma_t^2} = 1, \end{aligned}$$

где σ_t – предел текучести при растяжении;

$$\text{или } \sigma_{\theta\theta}^2 + \sigma_{\rho\theta}^2 + \sigma_{\varphi\theta}^2 + 2\sigma_{\theta\theta} \cdot \sigma_{\rho\theta} + \\ + 2\sigma_{\theta\theta} \cdot \sigma_{\varphi\theta} + 2\sigma_{\varphi\theta} \cdot \sigma_{\rho\theta} = \sigma_t^2.$$

В соответствии с ассоциированным законом пластического течения по зависимости деформаций от напряжений приобретают вид:

$$\varepsilon_{\theta\theta} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\varepsilon_i}{\sigma_i} \cdot \sigma_{\theta\theta}; \varepsilon_{\varphi\varphi}(\rho\rho) \rightarrow 0;$$

$$\varepsilon_{\rho\varphi}(\rho\theta, \varphi\theta) = \frac{3}{2} \cdot \frac{\varepsilon_i}{\sigma_i} \cdot \sigma_{\rho\varphi}(\rho\theta, \varphi\theta).$$

Четвертое необходимое для решения задачи вычисления четырех неизвестных напряжений уравнение неразрывности имеет вид:

$$\frac{\partial^2 \sigma_{\theta\theta}}{\partial \rho \partial \varphi} = \frac{\partial^2 \sigma_{\rho\theta}}{\partial \theta \partial \varphi} + \frac{\partial^2 \sigma_{\varphi\theta}}{\partial \theta \partial \rho} - \frac{\partial^2 \sigma_{\rho\varphi}}{\partial^2 \theta}$$

$$\text{или } \frac{\partial^2 \sigma_{\theta\theta}}{\partial \rho \cdot \partial \varphi} + \frac{\partial^2 \sigma_{\rho\varphi}}{\partial^2 \theta} - \frac{\partial^2 \sigma_{\rho\theta}}{\partial \theta \cdot \partial \varphi} - \frac{\partial^2 \sigma_{\varphi\theta}}{\partial \theta \cdot \partial \rho} = 0.$$

В силу сохранения неразрывности на границах пограничный слой – частица должны выполняться условия непрерывности перемещений, т.е. на границах

перемещения u и v пограничного слоя и прилегающих к ним частиц должны быть равны друг другу.

Вторым граничным условием является отсутствие касательных напряжений на границах пограничного слоя: $\sigma_{\rho\phi} = \sigma_{\rho\theta} = \sigma_{\phi\theta} \big|_{\rho=R} = 0$.

Для определения критериев разрушения рассчитываемой модели принимаем, что разрушение модели происходит по двум типам: 1) отрывом – по достижении нормальным растягивающим напряжением некоторого критического значения $\sigma_{ад}^{кр}$, характеризующим нормальную адгезионную прочность пары частица – пограничный слой; 2) сдвигом – по достижении максимального значения критического значения $\tau_{ад}^{кр}$, превышающее касательных напряжений

Вывод

Таким образом, в приведенной работе была рассмотрена модель напряженно-деформированного состояния внутренней структуры керамических стержней, которые используются в литье по выплавляемым моделям лопаток авиадвигателей.

Модель базируется на гипотезе анизотропии адгезионного пограничного слоя. Использование этой гипотезы как математического приема, а также построенных аналитических эталонов стержней, позволяет выполнять расчеты на прочность керамических стержней в CAD/CAM/CAE – системах (ANSYS, Nastran и т.п.).

Литература

1. Липский Е.Р. Прогрессивные способы проектирования и изготовления пресс-форм для выплавляемых моделей лопаток турбин / Е.Р. Липский, В.Ф. Сорокин // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – 2002. – Вып. 14. – С. 15-24.
2. Сорокин В.Ф. Особенности оценки температурного и напряженно-деформированного состояния пресс-форм для литья лопаток авиационных двигателей / В.Ф. Сорокин, А.В. Малахатко // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – 2004. – Вып. 17. – С. 42-47.
3. Фрейдин А.С. Свойства и расчет адгезионных соединений // А.С. Фрейдин, Р.А. Турусов. – М.: Химия, 1990. – 256 с.

Поступила в редакцию 26.05.2010

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

ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ НЕВИПАЛЕНИХ КЕРАМІЧНИХ СТРИЖНІВ

А.В. Малахатко

Наведено моделювання напружено-деформованого стану внутрішньої структури невивалених керамічних стрижнів. Внутрішня структура стрижня уявляється як трикомпонентна система: абсолютно твердий субстрат – адгезійний граничний шар – жорстко-пластичний наповнювач. Граничний шар задається як анізотропна пружно-пластичне середовище, яке забезпечує цілісність та міцність стрижня. Використання гіпотези про анізотропію граничного шару як математичного прийому дозволяє виконувати розрахунки міцності стрижнів у CAD/CAM/CAE – системах.

Ключові слова: лопатка, керамічні стрижні, пластифікатор, граничний шар, анізотропне пружно-пластичне середовище, розрахунки на міцність.

PARTICULAR QUALITIES OF DEFLECTED MODE MODELLING OF UNANNEALED CERAMIC CORES

A.V. Malahatko

There is submitted deflected mode modelling of unannealed ceramic cores internal structure. Core internal structure is represented as three-component system which includes perfectly fast substrate, adhesion interface and stiff-plastic filler. Interface is presented as anisotropic elastic-plastic medium which support core solidity and strength. Using of hypothesis of interface anisotropy allows to solve cores strength problems in CAD/CAM/CAE systems.

Key words: blade, ceramic cores, plasticizer, interface, anisotropic elastic-plastic medium, strength solving.

Малахатко Андрей Васильевич – начальник бюро управления Главного технолога Открытого акционерного общества «Мотор – Сич», Запорожье, Украина, ugt@motorsich.com.

УДК 621.452.3.03:621.822.6

В.Н. ПАВЛЕНКО, С.В. НИКИТИН, В.В. УСИК

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

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СИЛЫ РОТОРА, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ НА ПОДШИПНИКИ

Приведены описание, результаты и анализ эксперимента по определению радиальной нагрузки на подшипники, обусловленной действием центробежной силы от дисбаланса ротора. В результате эксперимента были определены перемещения корпуса подшипников при частоте вращения ротора 0–30000 мин⁻¹. Используя эти данные и математическую модель колебания корпуса подшипников, определили радиальную нагрузку на подшипники. В основу модели были положены вынужденные колебания с вязким демпфированием. В результате рассчитанная радиальная нагрузка на один подшипник оказалась равна 620 Н, что соизмеримо с основной осевой нагрузкой, равной 981 Н.

Ключевые слова: опорный узел, подшипник качения, испытательный комплекс, центробежная сила, вынужденные колебания, вязкое демпфирование.

Введение

В ранее опубликованной статье [1] описана экспериментальная установка и методика проведения исследований, связанных с определением момента трения и температуры в подшипниках качения со стальными и керамическими шариками. Нагружение подшипников осуществлялось осевой нагрузкой различной величины. Предусмотренной в программе испытаний постоянной радиальной нагрузки в эксперименте добиться не удалось по техническим причинам. Это было связано с тем, что не удалось в течение эксперимента поддерживать постоянным давление воздуха в нагружателе типа аэроостатический подшипник. Вместе с тем анализ условий проведения эксперимента и полученных результатов позволил предположить, что на подшипники действовала существенная (по крайней мере, на высоких оборотах вращения) центробежная сила от неуравновешенности ротора, обусловленная смещением центра масс ротора и сближением тел качения и колец под нагрузкой.

Для определения величины этой центробежной силы был проведен специальный эксперимент, который позволил определить опытным путем эту силу непосредственно на установке. Для этого корпусу, в котором были установлены испытываемые подшипники, была обеспечена некоторая возможность перемещения в вертикальной плоскости. Это обеспечивалось фиксацией корпуса накладками и гайками, под которые были подложены пружины. Наверху одной из накладок был установлен штырь, который упирался индуктивный датчик, фиксировавший вертикальные перемещения корпуса под-

шипников при воздействии центробежной силы (рис. 1).

Перед началом эксперимента была проведена тарировка датчика путем приложения разных уровней нагрузки и фиксации величины перемещения корпуса с помощью ЭВМ.

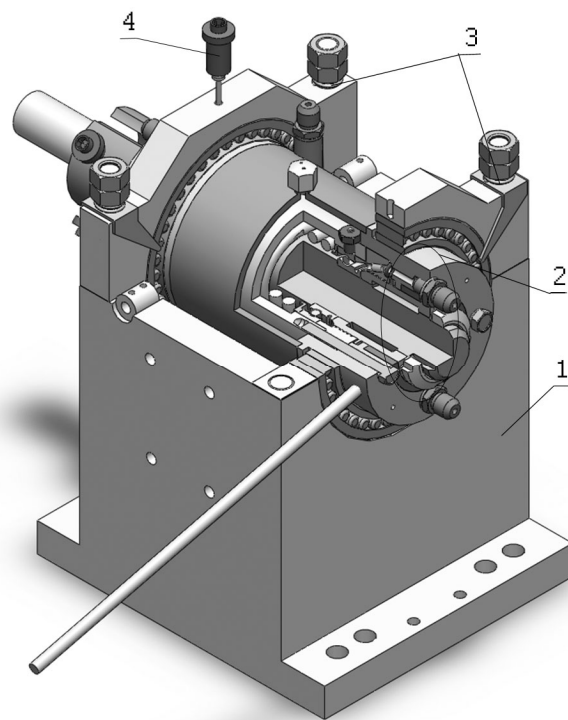


Рис. 1. Блок испытываемых подшипников:

1 – корпус станины, 2 – подвижная часть, 3 – пружины, 4 – индуктивный датчик

Результаты замеров перемещения приведены на рис. 2.

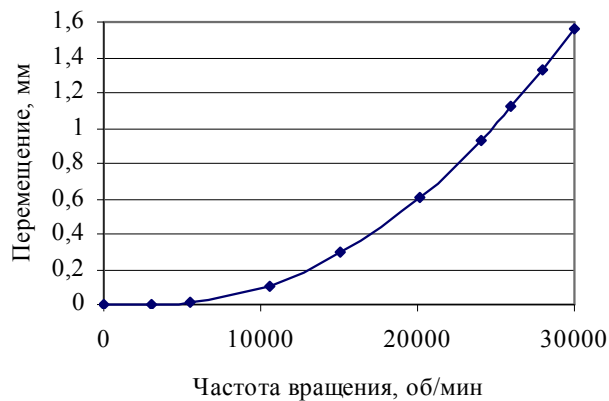


Рис. 2. Результат эксперимента

Разработка математической модели

Для того чтобы выяснить, какое значение центробежной силы привело к измеренным колебаниям системы, была разработана математическая модель.

Основные допущения, положенные в основу модели:

- подвижная система представляет собой сосредоточенную массу, расположенную посередине между пружинами и подшипниками;
- все пружины имеют одинаковые жесткости, демпфирующие свойства, и предварительное обжатие;
- при ударе подвижной части о корпус станины деформируется только корпус станины.

Колебания системы рассматривались, как и измерялись, в вертикальной плоскости. Колебания системы моделировались как вынужденные колебания с вязким демпфированием. Система и приложенные силы представлены на рис. 3. Система состоит из сосредоточенной массы 3, верхней пружины сжатия 2 и нижней эквивалентной пружины сжатия 1. Нижняя пружина сжатия вводится для описания упругих деформаций корпуса станины под действием на нее корпуса подшипника. Вынужденные колебания системы будут порождаться вращающейся центробежной силой P , возникшей из-за несбалансированности ротора. Вязкое демпфирование (т.е. демпфирующая сила пропорциональна скорости) использовалось как наиболее простое с точки зрения математического исследования [2, с.65 и с.79]. Мы учитывали рассеивание энергии при упругом деформировании корпуса станины (с помощью эквивалентного коэффициента вязкого демпфирования d_m) и конструкционное демпфирование за счет внутреннего трения в пружине и внешнего трения пружины о детали корпуса станины (с помощью эквивалентного коэффициента вязкого демпфирования d_k).

Рассматривать колебания системы будем в три этапа:

1. Из состояния статического равновесия, при появлении центробежной силы, система движется вверх. Начальная вертикальная скорость системы равна нулю. Конец этого этапа наступает, когда деформация корпуса станины будет равна нулю.

2. Система продолжает двигаться вверх, достигает мертвой точки (вертикальная скорость системы равна нулю) и движется вниз до начала деформации корпуса станины. На этом этапе на корпус не действует нижняя эквивалентная пружина.

3. На систему вновь начинает действовать нижняя эквивалентная пружина. Система движется вниз до мертвой точки и затем вверх до момента, когда деформация корпуса станины будет равна нулю.

Дальнейшие колебания системы складываются из периодически повторяющихся 2-го и 3-го этапов, при этом изменяются значения начальной скорости на каждом этапе.

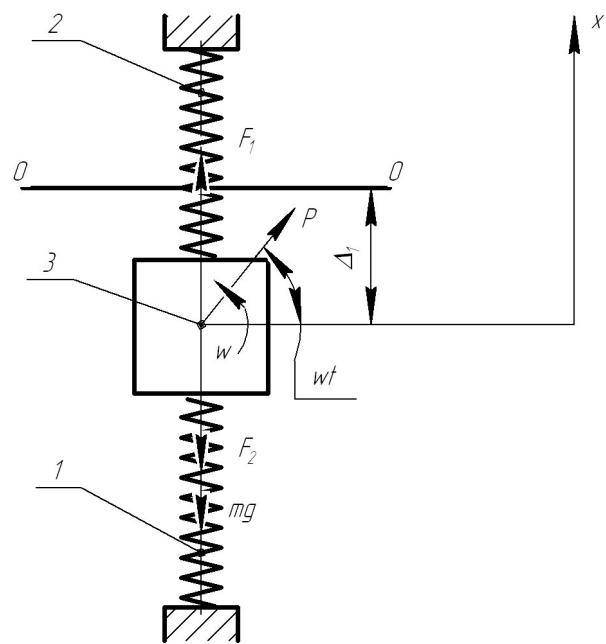


Рис. 3. Расчетная схема

Рассматривая движение системы вдоль оси X на 1-м и 3-м этапах, получим следующее уравнение:

$$m\ddot{x} = F_1 - F_2 - d_m \dot{x} - d_k \dot{x} - mg + P \sin wt.$$

В этом уравнении:

x – перемещение, измеряется от состояния статического равновесия и считается положительным, когда направлено вверх;

m – масса подвижной части блока испытываемых подшипников;

w – угловая скорость ротора установки;

P – амплитуда вращающейся центробежной силы;

$F_2 = (x + \Delta - \Delta_1) \cdot c_2$ – реакция на подвижную массу со стороны верхних пружин;

Δ – предварительное обжатие верхних пружин, контролировалось при затяжке фиксирующих гаек;

Δ_1 – величина, на которую уменьшилось обжатие верхних пружин, когда деформировался корпус станины под действием веса подвижной части (mg). Получена из статического равновесия колебательной системы

$$\Delta_1 = \frac{c_2 \cdot \Delta + mg}{c_1 + c_2};$$

c_2 – суммарный коэффициент жесткости четырех верхних пружин;

$F_1 = (\Delta_1 - x) \cdot c_1$ – реакция на подвижную массу со стороны корпуса станины;

c_1 – коэффициент жесткости эквивалентной пружины:

$$c_1 = 2 \cdot \frac{E \cdot S}{l},$$

где E – модуль упругости стали ($E = 2 \cdot 10^{11}$ Па); S – условная площадь деформируемой части корпуса станины (рис. 4);

$$S = \frac{150 + 205}{2} \cdot 25 = 4437,5 \text{ мм}^2 = 4437,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

l – условная высота деформируемой части, $l = 110 \cdot 10^{-6}$ м;

таким образом

$$c_1 = 2 \cdot \frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 4437,5 \cdot 10^{-6}}{110 \cdot 10^{-6}} = 1,61 \cdot 10^{10} \approx 2 \cdot 10^{10} \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

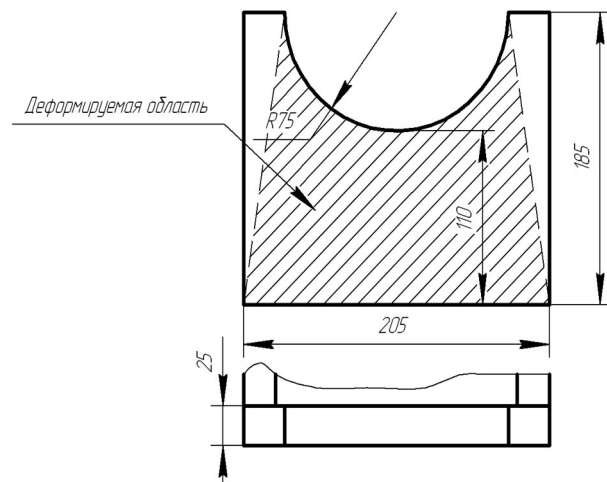


Рис. 4. К расчету коэффициента жесткости эквивалентной пружины

После преобразований получим уравнение колебания системы в дифференциальном виде:

$$m\ddot{x} + (d_m + d_k)\dot{x} + (c_1 + c_2)x = P \sin wt.$$

Вводя обозначения $k_1^2 = \frac{c_1 + c_2}{m}$, $2n = \frac{d_m + d_k}{m}$ и $q = \frac{P}{m}$, получим

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + k_1^2 x = q \sin wt. \quad (1)$$

Полагая, что $n^2 < k_1^2$ и $k_{д1}^2 = k_1^2 - n^2$, получим общее решение дифференциального уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами с правой частью в виде [3]:

$$x = X_0 + X_q,$$

где X_0 – общее решение дифференциального уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами без правой части,

$$X_0 = e^{-nt} (B \cos k_{д1}t + D \sin k_{д1}t);$$

X_q – частное решение дифференциального уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами с правой частью,

$$X_q = M \cos wt + N \sin wt.$$

Произвольные постоянные M и N определим, подставив частное решение в (1):

$$\begin{aligned} & -Mw^2 \cos wt - Nw^2 \sin wt + \\ & + 2n(-Mw \sin wt + Nw \cos wt) + \\ & + k_1^2 (M \cos wt + N \sin wt) = q \sin wt, \end{aligned}$$

откуда

$$\begin{cases} -Mw^2 + 2nNw + k_1^2 M = 0; \\ -Nw^2 - 2nMw + k_1^2 N = q \end{cases}$$

и

$$N = \frac{q(k_1^2 - w^2)}{(k_1^2 - w^2)^2 + 4n^2 w^2}; \quad M = \frac{-2qnw}{(k_1^2 - w^2)^2 + 4n^2 w^2}.$$

Постоянные B и D определим, используя начальные условия. Для первого этапа в начальный момент времени перемещение и вертикальная скорость системы равны нулю, то есть $x(0) = 0$ и $\dot{x}(0) = 0$, тогда $B = -M$ и $D = \frac{nB - Nw}{k_{д1}}$. Для

третьего этапа $x(0) = \Delta_1$ и $\dot{x}(0) = V_3$, тогда $B = \Delta_1 - M$ и $D = \frac{V_3 + nB - Nw}{k_{д1}}$.

На втором этапе движения системы получим уравнение:

$$m\ddot{x} + F_2 + d_k \dot{x} + mg = P \sin wt.$$

Вводя обозначения

$$k_2^2 = \frac{c_2}{m}, \quad 2n_2 = \frac{d_k}{m},$$

$$q = \frac{P}{m} = \frac{m_p \cdot w^2 \cdot (e + \delta_p)}{m} \quad \text{и} \quad \Delta_2 = \Delta - \Delta_1$$

получим

$$\ddot{x} + 2n_2 \dot{x} + k_2^2 x = q \sin wt - \frac{gm + c_2 \Delta_2}{m}.$$

Полагая, что $n_2^2 < k_2^2$ и $k_{д2}^2 = k_2^2 - n_2^2$, получим общее решение дифференциального уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами с правой частью в виде [3]:

$$x = e^{-n_2 t} (B \cos k_{д2} t + D \sin k_{д2} t) + M \cos wt + N \sin wt + L,$$

где постоянные коэффициенты равны:

$$N = \frac{q(k_2^2 - w^2)}{(k_2^2 - w^2)^2 + 4n_2^2 w^2};$$

$$M = \frac{-2qn_2 w}{(k_2^2 - w^2)^2 + 4n_2^2 w^2}; \quad L = -\frac{gm + c_2 \Delta_2}{c_2}$$

при начальных условиях $x(0) = \Delta_1$ и $\dot{x}(0) = V_2$:

$$B = \Delta_1 - M;$$

$$D = \frac{V_2 + n_2 B - Nw}{k_{д2}}.$$

Таким образом, перемещение системы во время колебаний можно представить в виде табличной функции (табл. 1)

Последующие этапы это периодически повторяющиеся этапы II и III, но со значением начальной скорости V_2 и V_3 , равной скорости в конце предыдущего этапа.

Подбирая значение центробежной силы P , можно достичь совпадения амплитуды колебаний, рассчитанной по математической модели при установившемся колебании, с амплитудой колебаний, полученной в эксперименте.

Таблица 1

Уравнение колебательного движения системы

Этап	Уравнение
I	$x(t) = e^{-n_1 t} (B \cos k_{д1} t + D \sin k_{д1} t) + M \cos wt + N \sin wt,$ $N = \frac{q(k_1^2 - w^2)}{(k_1^2 - w^2)^2 + 4n_1^2 w^2}, \quad M = \frac{-2qn_1 w}{(k_1^2 - w^2)^2 + 4n_1^2 w^2}, \quad B = -M, \quad D = \frac{n_1 B - Nw}{k_{д1}}$
II	$x(t) = e^{-n_2 t} (B \cos k_{д2} t + D \sin k_{д2} t) + M \cos wt + N \sin wt + L,$ $N = \frac{q(k_2^2 - w^2)}{(k_2^2 - w^2)^2 + 4n_2^2 w^2}, \quad M = \frac{-2qn_2 w}{(k_2^2 - w^2)^2 + 4n_2^2 w^2}, \quad L = -\frac{gm + c_2 \Delta_2}{c_2}, \quad B = \Delta_1 - L - M,$ $D = \frac{V_2 + n_2 B - Nw}{k_{д2}}$
III	$x(t) = e^{-n_1 t} (B \cos k_{д1} t + D \sin k_{д1} t) + M \cos wt + N \sin wt,$ $N = \frac{q(k_1^2 - w^2)}{(k_1^2 - w^2)^2 + 4n_1^2 w^2}, \quad M = \frac{-2qn_1 w}{(k_1^2 - w^2)^2 + 4n_1^2 w^2}, \quad B = \Delta_1 - M, \quad D = \frac{V_3 + n_1 B - Nw}{k_{д1}}$

Для определения эквивалентного коэффициента вязкого демпфирования d_k воспользуемся выражением, полученным в [2, с.81]:

$$d_k = \frac{s}{\pi \cdot w},$$

где s – коэффициент пропорциональности,

$s = \frac{U_k}{A^2}$; U_k – работа, рассеянная за один цикл,

определялась как площадь фигуры, ограниченной линиями зависимости силы от перемещения при приложении и снятии нагрузки; A – амплитуда деформации пружины,

таким образом

$$d_k = \frac{U_k}{\pi \cdot w \cdot A^2}.$$

Будем считать, что процессы рассеивания энергии при тарировке пружин совпадали с аналогичными процессами при работе установки, тогда можно воспользоваться результатами тарировки пружин (рис. 5).

Результаты расчетов

Результаты расчета эквивалентного коэффициента вязкого демпфирования d_k приведены в табл. 2.

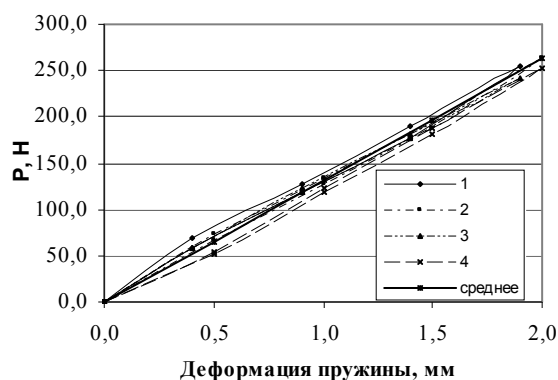


Рис. 5. Экспериментальное определение жесткости пружин

Для дальнейших расчетов примем осредненное

$$d_k = 3 \frac{Hc}{m}$$

Таблица 2

Коэффициент вязкого демпфирования пружин

		Среднее (по четырем пружинам)	Суммарное (для четырех пружин)
Амплитуда, мм		1,95	-
Рассеянная работа, Дж		0,009684	0,038738
Рассеянная работа, %		3,833982	15,33593
Коэффициент вязкости, Нс/м	Угловая скорость, 1/с		
	523,59878	1,558404	6,233614
	1047,1976	0,779202	3,116807
	1570,7963	0,519468	2,077871
	2094,3951	0,389601	1,558404
	2617,9939	0,311681	1,246723
	3141,5927	0,259734	1,038936

Для определения эквивалентного коэффициента вязкого демпфирования d_m воспользуемся вышеприведенной формулой, а также зависимостью рассеянной работы от логарифмического декремента колебаний, приведенной в [4, с.12-14]:

$$U_k = 2\delta W,$$

где W – амплитудное значение потенциальной энергии системы; δ – логарифмический декремент затухания.

При движении подвижной части блока подшипников вниз, в момент деформации корпуса станины, кинетическая энергия блока подшипников трансформируется в потенциальную энергию корпуса станины и часть ее рассеивается, т.е. кинетическая энергия подвижной части блока подшипников:

$$W_k = W + U_k = W(1 + 2\delta),$$

откуда

$$W = \frac{W_k}{1 + 2\delta} = \frac{mV^2}{2(1 + 2\delta)},$$

где V – скорость блока подшипников в момент начала деформации корпуса станины.

Таким образом,

$$d_m = \frac{U_k}{\pi w A^2} = \frac{2\delta W}{\pi w A^2} = \frac{\delta m V^2}{\pi w A^2 (1 + 2\delta)}.$$

Из анализа колебаний без демпфирования было выяснено, что скорость $V < 0,3 \frac{m}{c}$, величина деформации корпуса станины $A < 10 \text{ мкм}$.

При угловой скорости $w = 3141,59 \frac{1}{c}$ и $\delta = 1\%$

$$d_m = \frac{0,01 \cdot 18,395 \cdot 0,3^2}{3,14 \cdot 3141,59 \cdot (10 \cdot 10^{-6})^2 (1 + 2 \cdot 0,01)} = 16453,677 \frac{Hc}{m}.$$

Для дальнейших расчетов примем осредненное

$$d_m = 20000 \frac{Hc}{m}.$$

На рис. 6 приведен пример расчета колебаний на основе исходных данных из табл. 3.

Если посмотреть результаты моделирования колебаний в установившемся режиме (табл. 4), то можно заметить, что в уравнении колебаний перемещения от вынужденных колебаний на два порядка меньше амплитудного значения, который мы ищем.

Значение $e^{-n \cdot t}$ и $e^{-n_2 t}$ близко к единице. Поэтому для ускорения вычислений в последующих расчетах принимаем $N_{II} = N_{III} = M_{II} = M_{III} = 0$.

Таблица 3

Исходные данные к расчету колебаний

Величина	m , кг	m_1 , кг	c , мкм	δ_{II} , мкм	w , 1/с	P , Н	Δ , м	Δ_1 , м	Δ_2 , м	c_1 , Н/м	c_2 , Н/м	d_k , $\frac{Hc}{m}$	d_m , $\frac{Hc}{m}$
Значение	18,395	3,850	50	10	3141	2279	$5 \cdot 10^{-4}$	$2,217 \cdot 10^{-8}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{10}$	$5,26 \cdot 10^5$	3	20000

Таблица 4

Значения параметров в установившемся режиме

Величина	n , 1/с	n_2 , 1/с	$k_{д1}$, 1/с	$k_{д2}$, 1/с	N_{II}/N_{III} , м	M_{II}/M_{III} , м	B_{II}/B_{III} , м	L , м	V_2/V_3 , м/с	D_{II}/D_{III} , м	x_{maxII}/x_{maxIII} , м
Значение	543,7	0,082	$3,3 \cdot 10^4$	169,1	$\frac{-1,26 \cdot 10^{-5}}{1,15 \cdot 10^{-7}}$	$\frac{-6,55 \cdot 10^{-10}}{-3,65 \cdot 10^{-10}}$	$\frac{-8,43 \cdot 10^{-4}}{-2,25 \cdot 10^{-8}}$	$-8,43 \cdot 10^{-4}$	0,38/ -0,398	$\frac{2,47 \cdot 10^{-3}}{-1,21 \cdot 10^{-5}}$	$\frac{1,780 \cdot 10^{-3}}{-11,76 \cdot 10^{-6}}$

В качестве условия, характеризующего установившийся режим, принимаем равенство вертикальных скоростей подвижной части в конце третьего и начале второго этапов.

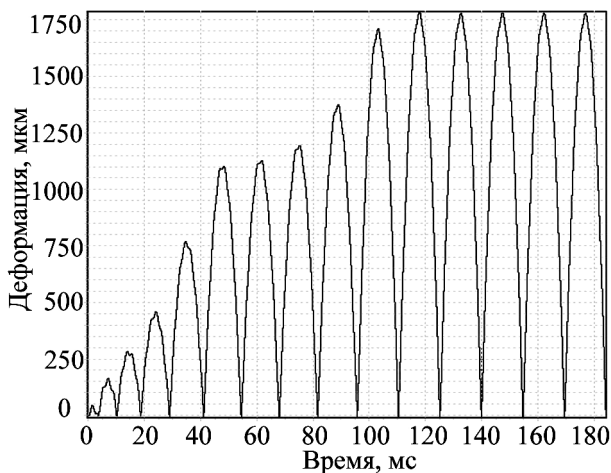


Рис. 6. Колебания системы при частоте вращения 30000 об/мин и центробежной силе 2279Н

Для нахождения этих значений была составлена система уравнений:

$$\begin{cases} D_{II} = \frac{V_2 + n_2 \cdot B_{II} - N_{II} \cdot w}{k_{д2}}; \\ D_{III} = \frac{V_3 + n \cdot B_{III} - N_{III} \cdot w}{k_{д1}}; \\ V_2 = e^{-n \cdot t_3} ((D_{III} k_{д1} - n \cdot B_{III}) \cos k_{д1} t_3 + \\ + (B_{III} k_{д1} + n D_{III}) \sin k_{д1} t_3) + N_{III} w \cos \omega t_3 + M_{III} \sin \omega t_3; \\ V_3 = e^{-n_2 t_2} ((D_{II} k_{д2} - n_2 B_{II}) \cos k_{д2} t_2 + \\ + (B_{II} k_{д2} + n_2 D_{II}) \sin k_{д2} t_2) + N_{II} w \cos \omega t_2 + M_{II} \sin \omega t_2; \\ e^{-n_2 t_2} (B_{II} \cos k_{д2} t_2 + D_{II} \sin k_{д2} t_2) + M_{II} \cos \omega t_2 + \\ + N_{II} \sin \omega t_2 + L = \Delta_1; \\ e^{-n \cdot t_3} (B_{III} \cos k_{д1} t_3 + D_{III} \sin k_{д1} t_3) + M_{III} \cos \omega t_3 + \\ + N_{III} \sin \omega t_3 = \Delta_1, \end{cases}$$

где V_2 – скорость в начале второго этапа; V_3 – скорость в начале третьего этапа; t_2 – время, в течение которого система находится на втором этапе своего движения; t_3 – время, в течение которого система находится на третьем этапе своего движения.

Решая это уравнение, можно найти значения постоянной D в установившемся режиме и далее используя уравнение движения на втором участке найти максимальное перемещение. Результаты расчета для разных частот вращения и центробежной силы представлены на графике рис. 7. По этим графикам можно определить значения центробежной силы, которые соответствуют измеренным в эксперименте перемещениям. Эти значения приведены на графике рис. 8.

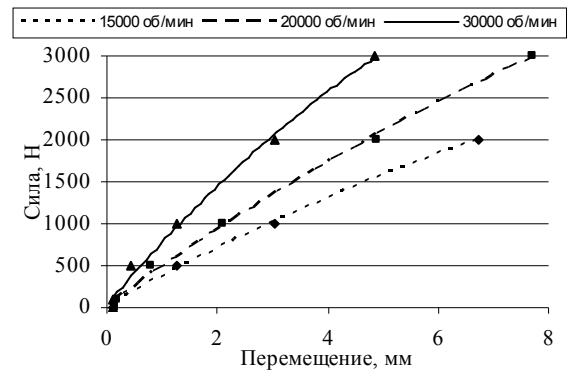


Рис. 7. Зависимость амплитуды перемещения системы от центробежной силы

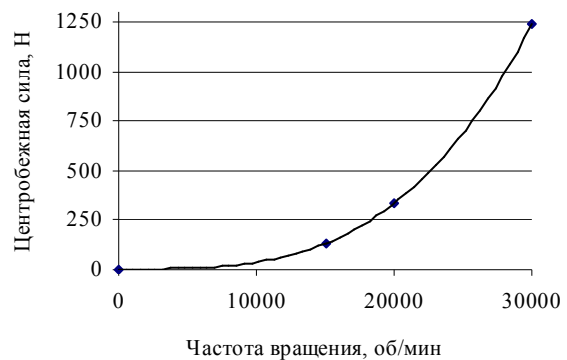


Рис. 8. Зависимость центробежной силы, действующей на пару подшипников, от частоты вращения ротора

Вывод

В статье приведены описание, результаты и анализ эксперимента по определению радиальной нагрузки на подшипники, обусловленной действием центробежной силы от дисбаланса ротора. В резуль-

тате эксперимента были определены перемещения корпуса подшипников при частоте вращения ротора 0-30000 мин⁻¹. Предложена математическая модель колебания корпуса подшипников, в основу которой положены вынужденные колебания с вязким демпфированием.

Литература

1. Доценко В.Н. Вопросы исследования керамических и гибридных подшипников качения и их применение в авиационных двигателях / В.Н. Доценко, С.В. Никитин //Авиационно-космическая техни-

ка и технология. – 2008. – № 8 (55). – С. 138-144.

2. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер; пер. с англ. Л.Г. Корнейчука; под ред. Э.И. Григolyка. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.

3. Бермант А.Ф. Краткий курс математического анализа: учебник для вузов / А.Ф. Бермант, И.Г. Араманович. – 8-е изд., испр. и доп. – М.: Наука; Гл.ред.физ.-мат.лит., 1973. – 720с.

4. Писаренко Г.С. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов: справочник / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К.: Наук. думка, 1971. – 376 с.

Поступила в редакцию 24.05.2010

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, доцент В.А. Меньшиков, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ВІДЦЕНТРОВОЇ СИЛИ РОТОРА, ЩО ДІЄ НА ПІДШИПНИКИ

В.М. Павленко, С.В. Нікітін, В.В. Усик

Наведено опис, результати й аналіз експерименту по визначенню радіального навантаження на підшипники, обумовленого дією відцентрової сили від дисбалансу ротора. У результаті експерименту були визначені переміщення корпусу підшипників при частоті обертання ротора 0-30000 хв⁻¹. Використовуючи ці дані й математичну модель коливання корпусу підшипників, визначили радіальне навантаження на підшипники. В основу моделі були покладені вимушені коливання із грузлим демпфіруванням. У результаті розраховане радіальне навантаження на один підшипник дорівнює 620 Н, яке порівнянне з основним осьовим навантаженням, що дорівнює 981 Н.

Ключові слова: опорний вузол, підшипник кочення, випробувальний комплекс, відцентрова сила, вимушені коливання, грузле демпфірування.

EXPERIMENTAL DEFINITION OF THE CENTRIFUGAL FORCE OF THE ROTOR APPLIED TO THE BEARINGS

V.N. Pavlenko, S.V. Nikitin, V.V. Usik

The description, results and the experiment analysis of definition of radial load on the bearings, caused by action of the centrifugal force from a rotor unbalance, are resulted. As a result of experiment oscillations of the bearing housing have been defined at a rotor speed 0-30000 rpm. Radial loading on bearings have been defined using this data and mathematical model of oscillations of the bearing housing. The mathematical model basis is forced oscillations with viscous damping. As a result radial load on one bearing has been calculated. It appeared equal 620N that is comparable to the main axial load equal 981 N.

Key words: a shaft bearing, a ball bearing, a test rig, a centrifugal force, forced oscillations, viscous damping.

Павленко Віталій Николаевич – канд. техн. наук, доцент, проректор Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», заведующий кафедрой «Теоретическая механика и машиноведение», Харьков, Украина, e-mail: v.pavlenko@khai.edu.

Никитин Сергей Владимирович – ассистент кафедры «Теоретическая механика и машиноведение» Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: nikitinsrg@rambler.ru.

Усик Виктор Васильевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Теоретическая механика и машиноведение» Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

УДК 629.7.048

А.И. ХЛИСТУН, В.П. БОЧАРОВ

Национальный авиационный университет, Киев, Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ДИАГНОСТИКА ТЕПЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНЫХ САМОЛЕТОВ

Приведено математическое описание нестационарных тепловых режимов кабин и отсеков транспортных самолетов при кондиционировании на основе метода сосредоточенной емкости. В качестве тепловых емкостей выделены: воздух внутри кабины; ограждающие конструкции; внутренние конструкции; электрическое оборудование; грузы. Для решения полученной системы дифференциальных уравнений с начальными условиями использован модифицированный метод Хемминга. Сформулирована и решена задача диагностики тепловых характеристик кабин и отсеков транспортных самолетов по данным испытаний, которая относится к классу внутренних обратных задач теплообмена. В процедуре параметрической идентификации тепловых характеристик использован экстремальный итерационный метод Ньютона-Гаусса, который обладает устойчивостью и достаточно быстрой сходимостью.

Ключевые слова: тепловые характеристики, тепловые режимы, моделирование, диагностика, кабины и отсеки транспортных самолетов.

Введение

В процессе проектирования транспортных самолетов (ТС) требуется проводить исследования для решения комплексной проблемы обеспечения тепловых режимов в зонах размещения пассажиров и экипажа, блоков оборудования, грузов и багажа, элементов конструкции самолета. От качества и энергетической эффективности создания ТР зависит безопасность и экономичность полетов, коммерческая привлекательность самолета.

Обеспечение тепловых режимов на ТС имеет ряд особенностей: большие затраты энергии при ограниченных ресурсах, изменение в широких пределах температуры атмосферного воздуха в течение полета, тепловая инерционность элементов конструкции ТС, большая плотность размещения в людей, оборудования и грузов, нестабильность источников воздуха. Тепловые режимы ТС требуют реализации сложных теплофизических и газодинамических процессов, их многоуровневого управления.

Проектирование систем обеспечения тепловых режимов (СОТР) – это продолжительный, многоэтапный, дорогостоящий процесс, одним из основных элементов которого является анализ проектно-конструкторских решений с позиций выполнения ТЗ и требований НТД.

Математическое описание нестационарного ТР кабины самолета при наземном кондиционировании впервые было представлено в статье А.М. Гершковича [1], его метод был развит и обобщен в работах

[2 – 4]. В этих работах математическое описание ТР авиационных кабин получено на основе метода сосредоточенной тепловой емкости.

Прикладным исследованием для решения проблемы обеспечения ТР на ЛА посвящен также ряд современных работ зарубежных авторов [6 – 8].

В представленной статье приведены теоретические основы моделирования и диагностики тепловых характеристик (ТХ) кабин и отсеков транспортных самолетов.

Актуальность научной проблемы в теоретическом плане связана со сложностью моделирования тепловых процессов, которые характеризуются многофакторностью и многофункциональностью, динамичностью, распределенностью параметров. В практическом плане актуальность обусловлена отсутствием наработанных и апробированных моделей и методов исследования сложных теплообменных и газодинамических процессов, которые осуществляются в кабинах и отсеках ТС.

1. Моделирование нестационарных тепловых режимов ТС

В исследованиях тепловых режимов авиационных герметических кабин нашел широкое применение метод сосредоточенной емкости. Как отмечает академик Ю.М. Мацевитый [5], использование метода сосредоточенной емкости позволяет эффективно решать прямые и обратные задачи теплопереноса относительно моделирования, идентификации и оп-

тимизации теплотехнологических и физических процессов, и базируется на системном подходе к решению сложных задач переноса.

Будем рассматривать кабину как систему, между элементами которой происходит теплообмен и которая взаимодействует с источниками тепла, рис. 1.

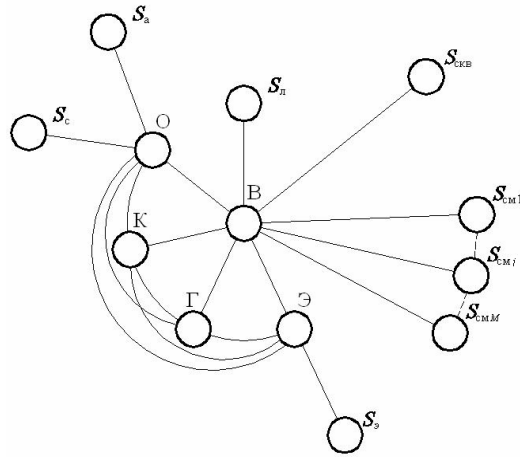


Рис. 1. Граф системы тепловых емкостей

По признакам однородности вещества и подобию процессов теплообмена в кабине выделим следующие тепловые емкости (узлы графа): воздух внутри кабины (В); ограждающие конструкции (О); внутренние конструкции (К); электрическое оборудование (Э); грузы (Г).

Для кабины источниками тепла являются: люди ($S_{\text{л}}$); система кондиционирования воздуха ($S_{\text{скв}}$); смежные отсеки ($S_{\text{см}j}$, $j = 1 \dots M$); атмосферный воздух ($S_{\text{а}}$); солнечная радиация ($S_{\text{с}}$); бортовая система электропитания ($S_{\text{э}}$).

Тепловые взаимодействия выделенных емкостей кабины с источниками тепла и между собой представлены на графе в виде ребер, связывающих узлы. В соответствии с этим, представим расширенную матрицу тепловых взаимодействий выделенных тепловых емкостей.

Тепловые взаимодействия выделенных емкостей кабины с источниками тепла и между собой представлены на графе в виде ребер, связывающих узлы. В соответствии с этим, представим расширенную матрицу тепловых взаимодействий выделенных тепловых емкостей.

$$Q_{\Gamma} = \left[\begin{array}{c|ccccc|c} & \text{В} & \text{О} & \text{К} & \text{Э} & \text{Г} & \text{S} \\ \hline \text{В} & 0 & Q_{\text{ВО}} & Q_{\text{ВК}} & Q_{\text{ВЭ}} & Q_{\text{ВГ}} & \sum Q_{\text{см}j} + Q_{\text{л}} + Q_{\text{скв}} \\ \text{О} & Q_{\text{ОВ}} & 0 & Q_{\text{ОК}} & Q_{\text{ОЭ}} & Q_{\text{ОГ}} & Q_{\text{с}} + Q_{\text{а}} \\ \text{К} & Q_{\text{КВ}} & Q_{\text{КО}} & 0 & Q_{\text{КЭ}} & Q_{\text{КГ}} & 0 \\ \text{Э} & Q_{\text{ЭВ}} & Q_{\text{ЭО}} & Q_{\text{ЭК}} & 0 & Q_{\text{ЭГ}} & Q_{\text{эл}} \\ \text{Г} & Q_{\text{ГВ}} & Q_{\text{ГО}} & Q_{\text{ГК}} & Q_{\text{ГЭ}} & 0 & 0 \end{array} \right],$$

где Q_{ij} – элемент матрицы, соответствующий величине теплового воздействия емкости j на емкость i ; элементы столбца источников тепла S представляют тепловые воздействия этих источников на емкость, в строке которой они размещены.

Полученная матрица обладает следующими свойствами:

1) диагональные элементы матрицы равны нулю, $Q_{ii} = 0$, $i = \text{в, о, к, э, г}$;

2) для элементов матрицы, симметричных относительно главной диагонали матрицы справедливо соотношение $Q_{ij} = -Q_{ji}$, $j \neq i$.

Для единицы массы вещества каждой выделенной емкости кабины в соответствии с 1-м законом термодинамики, с учетом того, что тепло, подводимое к элементу системы, расходуется на изменение его энтальпии, и давление сохраняет постоянное значение, после дифференцирования по времени τ можно записать уравнение теплового взаимодействия емкостей:

$$\frac{di}{d\tau} = \frac{dq}{d\tau}, \quad (1)$$

где i – удельная массовая энтальпия; $dq/d\tau$ – количество тепла, подводимого к единице массы вещества в единицу времени.

Изменение энтальпии происходит во всех выделенных емкостях, поэтому будем рассматривать кабину как объект, состоящий из пяти емкостей. Для представления выделенных емкостей воспользуемся концепцией сосредоточенной емкости [5], в которой предполагается, что градиентами температуры в пространстве емкости можно пренебречь и тепловое состояние сосредоточенной емкости может быть представлено обыкновенным дифференциальным уравнением вида:

$$c\rho \frac{dT}{d\tau} = Q, \quad (2)$$

где c , ρ – удельная теплоемкость и плотность тела; T – температура; Q – количество тепла, подводимого к телу в единицу времени.

Уравнение (2) соответствует уравнению (1) при $di = c\rho dT$ и $dq/d\tau = Q$. Таким образом, тепловое состояние сосредоточенной емкости определяется ее температурой. При множестве источников тепла с которыми взаимодействует выделенная емкость тепловой поток к емкости определяется притоками тепла и тепловыми потерями в соответствии со следующим выражением:

$$\frac{dq}{d\tau} = \sum_i Q_i^+ - \sum_j Q_j^-, \quad (3)$$

где $\sum_i Q_i^+$ – сумма поступлений тепла; $\sum_j Q_j^-$ – сумма тепловых потерь.

С учетом выражения (3) уравнение (2), определяющее тепловое состояние сосредоточенной емкости, примет следующий вид:

$$cM \frac{dT}{d\tau} = \sum_i Q_i^+ - \sum_j Q_j^-, \quad (4)$$

где M – масса сосредоточенной емкости; c – эквивалентная удельная теплоемкость, которая определяется как средневзвешенное значений удельных теплоемкостей материалов составляющих их элементов:

$$c = \frac{\sum_s c_s M_s}{\sum_s M_s} = M.$$

В (4) тепловые потоки Q_i^+ , Q_j^- определяются способом переноса тепла между источниками и стоками тепла и выделенными емкостями, при этом предполагается взаимную независимость отдельных тепловых взаимодействий.

Относительно свойств выделенных тепловых емкостей, источников тепла и условий протекания процессов теплового взаимодействия сделаны следующие допущения:

- тепловые и конструктивные характеристики выделенных емкостей не зависят от температуры;
- температура для каждой емкости в любой момент времени одинакова во всех ее точках, включая поверхности теплообмена;
- тепловое взаимодействие выделенных емкостей рассматривается как последовательность квазиустановившихся процессов;
- перенос тепла через ограждающие конструкции осуществляется теплопроводностью в соответствии с законом Фурье;
- перенос тепла на поверхностях теплообмена выделенных емкостей осуществляется независимо конвекцией и излучением в соответствии законами Ньютона–Рихмана и Стефана–Больцмана, при этом воздух в лучистом теплообмене не участвует;
- в тепловых потоках от пассажиров и из системы кондиционирования воздуха скрытая теплота, обусловленная наличием водяного пара, не учитывается;
- характеристики источников тепла не зависят от теплового состояния выделенных емкостей.

В виде графа системы тепловых емкостей, рис. 1, может быть представлена каждая кабина многообъемной герметической кабины самолета.

В соответствии с (4), используя граф ГК, рис. 1, и матрицу тепловых взаимодействий, нестационар-

ный тепловой режим ГК самолета, состоящей из N кабин, может быть описан следующей системой обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} C_{Bi} \frac{dT_{Bi}}{d\tau} = Q_{Ovi} + Q_{Kvi} + Q_{Гvi} + Q_{Эvi} + \\ \quad + \sum_{j=1}^M Q_{cmji} + Q_{ли} + Q_{СКvi}; \\ C_{oi} \frac{dT_{oi}}{d\tau} = Q_{voi} + Q_{koi} + Q_{Гoi} + Q_{Эoi} + Q_{ci} + Q_{ai}; \\ C_{ki} \frac{dT_{ki}}{d\tau} = Q_{vki} + Q_{oki} + Q_{Гki} + Q_{Эki}; \\ C_{Эi} \frac{dT_{Эi}}{d\tau} = Q_{vЭi} + Q_{оЭi} + Q_{кЭi} + Q_{ГЭi} + Q_{Эиi}; \\ C_{Гi} \frac{dT_{Гi}}{d\tau} = Q_{vГi} + Q_{оГi} + Q_{кГi} + Q_{ЭГi}, \end{cases} \quad (5)$$

$$i = 1 \dots N,$$

где C , T – теплоемкости и температуры выделенных емкостей; $Q_{ли}$, $Q_{СКв}$, Q_a , Q_c , $Q_{Эи}$ – тепловые потоки от источников тепла; Q_{cmj} – тепловые потоки из смежных кабин; $Q_{vB}|_{v=0, k, Г, Э}$ – тепловые потоки к воздуху в кабине от ограждающих и внутренних конструкций, электрического оборудования и грузов; $Q_{vV}|_{v=0, k, Г, Э}$ – тепловые потоки от воздуха в кабине к ограждающим и внутренним конструкциям, электрическому оборудованию и грузам, $Q_{BV} = -Q_{vB}$; $Q_{kl}|_{k, l=0, k, Г, Э, k \neq l}$ – тепловые потоки между ограждающими и внутренними конструкциями, электрическим оборудованием, грузами, $Q_{lk} = -Q_{kl}$.

Система (5) представляет собой систему обыкновенных дифференциальных уравнений с переменными параметрами, нелинейную относительно неизвестных температур T_{Bi} , T_{oi} , T_{ki} , $T_{Эi}$, $T_{Гi}$. Начальные условия задаются в виде значений температур T_{Bi0} , T_{oi0} , T_{ki0} , $T_{Эi0}$, $T_{Гi0}$ емкостей в начальный момент времени $\tau = 0$.

Для численного решения использован модифицированный метод Хемминга, основанным на методе прогноза и коррекции 4-го порядка Милна. Значения решения ищутся на сетке равноотстоящих точек $\tau_i = \tau_0 + ih$, $i = 0, 1, \dots, n$.

2. Диагностика тепловых характеристик ТС

Задача диагностики тепловых характеристик самолета по данным испытаний относится к классу обратных задач математического моделирования, которую формально можно представить в виде:

$$\mathbf{x} = \Psi(\mathbf{c}, \mathbf{t}_3),$$

где $\mathbf{x}$ – вектор искомых значений тепловых характеристик; Ψ – оператор преобразования параметров температурных режимов кабины и вектора заданных значений условий однозначности в искомые значения тепловых характеристик кабины $\mathbf{x}$; $\mathbf{c}$ – вектор заданных значений условий однозначности; $\mathbf{t}_3$ – экспериментально определенный вектор функциональных зависимостей значений параметров температурных режимов кабины.

До определения $\mathbf{t}_3$, значения вектора $\mathbf{x}$ предварительно рассчитываются, и могут быть использованы в качестве начального приближения или для формирования ограничений на значения $\mathbf{x}$ при решении обратной задачи.

В нестационарном процессе теплообмена кабины принимают участие тепловые потоки, обусловленные теплоемкостью воздуха и элементов конструкции. В качестве компонентов вектора параметров, определяющих ТР кабины $\mathbf{t}$, будем рассматривать температуру воздуха, t_1 , и температуру элементов конструкции, t_2 . В соответствии с (5), используя граф, рис. 1, и матрицу тепловых взаимодействий, нестационарный ТР кабины представим в виде системы:

$$\begin{cases} \frac{dt_1}{d\tau} = -(c_1 + c_2 + x_1)t_1 + x_1t_2 + c_3; \\ \frac{dt_2}{d\tau} = x_2t_1 - x_2t_2, \end{cases} \quad (6)$$

где c_1, c_2, c_3 – компоненты вектора заданных значений условий однозначности, $\mathbf{c}$; x_1, x_2 – компоненты вектора условий однозначности $\mathbf{x}$, к которому относятся искомые значения тепловых характеристик кабины.

Математическая модель процесса теплообмена кабины, которая представлена системой уравнений (6), позволяет рассчитывать значения температур t_1 , t_2 в зависимости от времени τ . Для согласования модели с реальностью должны быть измерены n фактических значений температур t_{3i} в определенные моменты времени τ_i , и требуется подобрать значения теплофизических свойств кабины x_1 , x_2 таким образом, чтобы разности $\theta_i(\mathbf{x}) = t_{pi}(\mathbf{x}) - t_{3i}$ расчетных, $t_{pi}(\mathbf{x})$, и экспериментальных, t_{3i} , значений параметров ТР кабины, определенные в i -е моменты времени, были “близки” к нулю. Формально эту задачу можно представить как задачу минимизации следующего функционала:

$$\Theta(\mathbf{x}) = 0,5 \sum_{i=1}^n \theta_i^2(\mathbf{x}) = \frac{1}{2} \|\theta(\mathbf{x})\|_r^2, \quad (7)$$

где $\theta(\mathbf{x})$ – нелинейная векторная функция, имеющая n компонент $\theta_i(\mathbf{x})$ и евклидова норма которой $\|\theta(\mathbf{x})\|_r$ – представляет невязку в точке $\mathbf{x}$.

Если математическая модель процесса теплообмена кабины самолета составлена правильно – величина $\|\theta(\mathbf{x}^*)\|_r$ должна быть “близкой” к нулю.

При построении метода поиска минимального значения функционала $\Theta(\mathbf{x})$ используют разложение этого функционала в ряд Тейлора для векторного случая, ограничиваясь при этом 3-мя первыми членами ряда:

$$\begin{aligned} \Theta(\mathbf{x} + h\Delta\mathbf{x}) &= \Theta(\mathbf{x}) + h\mathbf{g}(\mathbf{x})^T \Delta\mathbf{x} + \\ &+ \frac{1}{2} h^2 \Delta\mathbf{x}^T \mathbf{G}(\mathbf{x}) \Delta\mathbf{x} + O(h^3), \end{aligned} \quad (8)$$

где $\mathbf{x}$, $\Delta\mathbf{x}$ – точка и направление в m -мерном пространстве; h – скалярный аргумент, значение которого близко к нулю; $\mathbf{g}(\mathbf{x})$ – градиент по направлению; $\mathbf{G}(\mathbf{x})$ – матрица Гессе, которая определяется следующим образом:

$$\mathbf{G}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 \Theta}{\partial x_1^2} & \dots & \frac{\partial^2 \Theta}{\partial x_1 \partial x_m} \\ \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial^2 \Theta}{\partial x_1 \partial x_m} & \dots & \frac{\partial^2 \Theta}{\partial x_m^2} \end{bmatrix}.$$

Матрица Гессе симметрична, и для скалярной функции совпадает с матрицей Якоби градиента этой функции. Матрица Якоби $\mathbf{J}(\mathbf{x})$ для n -мерной функции $\theta(\mathbf{x}) = (\theta_1(\mathbf{x}), \dots, \theta_n(\mathbf{x}))^T$ m -мерного аргумента $\mathbf{x}$ – это $n \times m$ матрица, (i, j) -й элемент которой является производной от θ_i по x_j .

В методе Ньютона осуществляется квадратичная аппроксимация минимизируемого функционала $\Theta(\mathbf{x})$, при которой в окрестности текущей точки $\mathbf{x}^{(k)}$ берутся три первых члена разложения в соответствии с теоремой Тейлора (8):

$$\Theta(\mathbf{x}^{(k)} + \Delta\mathbf{x}) \approx \Theta(\mathbf{x}^{(k)}) + \mathbf{g}^{(k)T} \Delta\mathbf{x} + \frac{1}{2} \Delta\mathbf{x}^T \mathbf{G}^{(k)} \Delta\mathbf{x}.$$

Из условия минимума функционала $\Theta(\mathbf{x})$ на векторе $\Delta\mathbf{x}^{(k)}$:

$$\frac{\Theta(\mathbf{x}^{(k)} + \Delta\mathbf{x}) - \Theta(\mathbf{x}^{(k)})}{\Delta\mathbf{x}} = \mathbf{g}^{(k)T} \Delta\mathbf{x} + \frac{1}{2} \Delta\mathbf{x}^T \mathbf{G}^{(k)} \Delta\mathbf{x} = 0$$

и с учетом симметрии матрицы Гессе, находим условие, которому должен удовлетворять вектор $\Delta \mathbf{x}^{(k)}$:

$$\mathbf{G}^{(k)} \Delta \mathbf{x}^{(k)} = -\mathbf{g}^{(k)}. \quad (9)$$

Направление $\Delta \mathbf{x}^{(k)}$, которое является решением системы (9), называется Ньютонским. С учетом соотношений (7), градиент и матрицу Гессе функционала $\Theta(\mathbf{x})$ можно представить в виде:

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}) = \mathbf{J}(\mathbf{x})^T \boldsymbol{\theta}(\mathbf{x});$$

$$\mathbf{G}(\mathbf{x}) = \mathbf{J}(\mathbf{x})^T \mathbf{J}(\mathbf{x}) + \sum_{i=1}^n \theta_i(\mathbf{x}) \mathbf{G}_i(\mathbf{x}) \quad (10)$$

где $\mathbf{G}_i(\mathbf{x})$ – матрица Гессе для $\theta_i(\mathbf{x})$.

Если $\mathbf{x}^{(k)}$ – текущая оценка решения задачи минимизации функционала $\Theta(\mathbf{x})$, определяемого выражением (7), то, с учетом соотношений (10), векторно-матричное уравнение (ВМУ) (9) определяющее Ньютонское направление $\Delta \mathbf{x}^{(k)}$, может быть записано в следующем виде:

$$\left(\mathbf{J}^{(k)T} \mathbf{J}^{(k)} + \sum_{i=1}^n \theta_i^{(k)} \mathbf{G}_i^{(k)} \right) \Delta \mathbf{x}^{(k)} = -\mathbf{J}^{(k)T} \boldsymbol{\theta}^{(k)}, \quad (11)$$

здесь индекс $^{(k)}$ обозначает принадлежность величины оценке $\mathbf{x}^{(k)}$.

При стремлении функционала $\Theta^{(k)}(\mathbf{x})$ к минимуму, $\theta^{(k)}(\mathbf{x})$ приближается к нулю, также приближается к нулевой и матрица $\sum_{i=1}^n \theta_i^{(k)} \mathbf{G}_i^{(k)}$. Соответственно, систему (11) можно упростить следующим образом:

$$\mathbf{J}^{(k)T} \mathbf{J}^{(k)} \Delta \mathbf{x}^{(k)} = -\mathbf{J}^{(k)T} \boldsymbol{\theta}^{(k)},$$

и далее

$$\Delta \mathbf{x}^{(k)} = -\left(\mathbf{J}^{(k)T} \mathbf{J}^{(k)} \right)^{-1} \mathbf{J}^{(k)T} \boldsymbol{\theta}^{(k)},$$

здесь элементы матрица Якоби представляют весовые коэффициенты чувствительности расчетного значения параметра температурного режима кабины $t_{pi}^{(k)}$ к изменению j -го компонента вектора искомых ТХ кабины.

Поиск экстремума основан на итерационной процедуре построения последовательности векторов искомых параметров $\{\mathbf{x}^{(k)}\}$:

$$\mathbf{x}^{(k+1)} = \mathbf{x}^{(k)} + \alpha \Delta \mathbf{x}^{(k)},$$

где k – номер итерационного шага; α – коэффициент, корректирующий длину шага.

Этот метод относится к классу экстремальных,

итерационных методов, характеризуется устойчивостью, достаточно высокой скоростью сходимости и небольшим объемом вычислений. Блок-схема метода приведена на рис. 2.

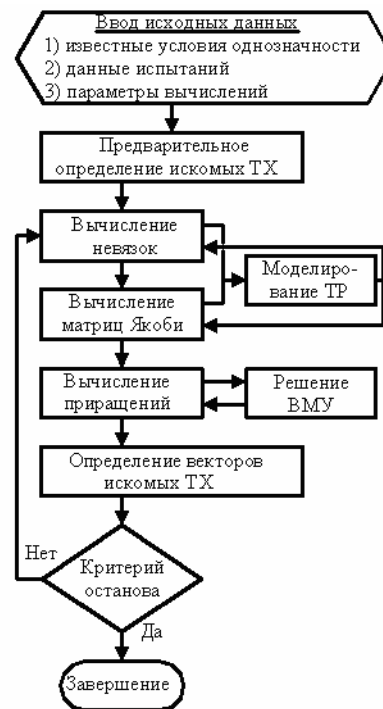


Рис. 2. Блок-схема алгоритма диагностики ТХ

Выводы

1. В статье представлена модель нестационарного теплообмена авиационных кабин на основе графа системы сосредоточенных емкостей и матрицы их взаимодействий.

2. Поставлена и решена внутренняя обратная задача теплообмена, которая является основой для диагностики тепловых характеристик кабин и отсеков транспортных самолетов.

3. Результаты моделирования и диагностики ТХ транспортных самолетов рекомендуются для использования при проектировании систем обеспечения тепловых режимов.

Литература

1. Гершкович А.М. Метод исследования и расчета нестационарного теплового процесса герметической кабины самолета / А.М. Гершкович // Техника воздушного флота. – 1952. – № 3. – С. 37-41.
2. Быков Л.Т. Высотное оборудование пассажирских самолетов / Л.Т. Быков, В.С. Ивлентьев, В.И. Кузнецов. – М.: Машиностроение, 1972. – 331 с.
3. Антипенко И.Н. Наземное кондиционирование воздуха в кабинах самолетов / И.Н. Антипенко, Н.Д. Данилов, В.И. Кузнецов. – М.: Транспорт, 1976. – 152 с.

4. Хлестун А.И. Моделирование тепловых режимов герметичных кабин транспортных самолетов на основе метода сосредоточенной емкости / А.И. Хлестун, Р.Н. Антонов // Пром. гидравлика і пневматика. – Вінниця, 2008. – № 1 (19). – С. 23-30.

5. Мацевитый Ю.М. Обратные задачи теплопроводности, в 2-х т., т. 1. Методология / Ю.М. Мацевитый; НАН Украины, Ин-т проблем машиностроения. – К.: Наук. думка, 2002. – 408 с.

6. Killong D. Fluid Flow Analysis for Convective Thermal Control of Flight Experiments / D. Killong,

A. Brian // SAE TPS № 891564. California, July 24-26, 1989.

7. Milman M.H. Note on the Solution to a Common Thermal Network Problem Encountered in Heat Transfer Analysis of Spacecraft / M.H. Milman, W.A. Petrick // Appl. Math. Modeling. – 2002. – Vol. 24. – P. 861-879.

8. Leo T.J. A thermoeconomic analysis of a commercial aircraft environmental control system / T.J. Leo, I. Perez-Grande // Applied Thermal Engineering. – 2005. – № 25. – P. 309-325.

Поступила в редакцию 21.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, главный конструктор В.А. Трофимов, Государственной предприятие "Антонов", Киев.

МОДЕЛЮВАННЯ І ДІАГНОСТИКА ТЕПЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНИХ ЛІТАКІВ

О.І. Хлестун, В.П. Бочаров

Наведено математичний опис нестационарних теплових режимів кабін і відсіків транспортних літаків під час кондиціонування на основі методу зосередженої ємності. В якості теплових ємностей виділено: повітря всередині кабіни; огорожувальні конструкції; внутрішні конструкції; електричне обладнання; вантажі. Для розв'язання отриманої системи диференціальних рівнянь з початковими умовами використано модифікований метод Хеммінга. Сформульовано та розв'язано задачу діагностики теплових характеристик кабін і відсіків транспортних літаків за даними випробувань, яка відноситься до класу внутрішніх зворотних теплообміну. У процедурі параметричної ідентифікації теплових характеристик використано екстремальний ітераційний метод Ньютона-Гауса, який є стійким і має достатньо швидку збіжність.

Ключові слова: теплові характеристики, теплові режими, моделювання, діагностика, кабін і відсіки транспортних літаків.

MODELING AND DIAGNOSTICS OF TRANSPORT AIRCRAFT THERMAL CHARACTERISTICS

O.I. Khlystun, V.P. Bocharov

In the article it has been presented the mathematical description of transport aircraft cabins and compartments nonstationary thermal modes during conditioning, this description is based on the accumulated capacity concept. As accumulated capacities considered: air inside of cabin; fencing constructions; inside constructions; electrical equipment; cargoes. It has been used modified algorithm of Hemming for solving obtained system of differential equations with initial conditions. It has been formulated and solved problem of transport aircraft cabins and compartments thermal characteristics with using the data of tests, this problem belongs to the class of inside inverse problems of heat exchange. Newtonian-Gauss extreme iterative technique has been used in the procedure of thermal characteristics parametrical identification, which has stability and quick convergence.

Key words: thermal characteristics, thermal modes, modeling, diagnostics, of transport aircraft cabins and compartments.

Хлестун Александр Иванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры гидрогазовых систем Национального авиационного университета, Киев, Украина, e-mail: airsyst@ukr.net.

Бочаров Виктор Пантелеевич – д-р техн. наук, проф., проф. кафедры гидрогазовых систем Национального авиационного университета, Киев, Украина, e-mail: ggsp@nau.edu.ua.

УДК 631.7.04-197:631:7.019.10

В.О. ПОВГОРОДНИЙ

Институт проблем машиностроения НАН Украины им. А.Н. Подгорного, Украина

ЧИСЛЕННО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ ОБРАТНОЙ КОЭФФИЦИЕНТНОЙ ЗАДАЧИ ТЕРМОУПРУГОСТИ ДЛЯ ПЛАТЫ С ЭЛЕКТРОННЫМИ РАДИОТЕХНИЧЕСКИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Рассматривается обратная коэффициентная задача для прямоугольной пластины конечной толщины – платы с электрорадиоэлементами. Предлагаемое в статье решение основывается на предположении о том, что термомеханические процессы в плате носят установившийся гармонический характер. Геометрия области и граничные условия позволяют свести рассматриваемую задачу к одномерной задаче термоупругости. При условии малости частоты термомеханических колебаний удается построить разрешающее уравнение, из которого находятся коэффициенты температурных напряжений и тепловыделения при деформировании. Данная задача является актуальной, особенно в области авиационно-космической техники. Полученные результаты могут быть использованы при моделировании процесса экспериментального определения термомеханических характеристик материалов, применяемых в авиаконструкциях и ракетостроении.

Ключевые слова: температура, расчет, градиент, плата, авиация, бортовая аппаратура.

Постановка задачи

Рассматриваемая в статье задача относится к классу обратных коэффициентных задач термомеханики деформируемого твердого тела, суть которой заключается в том, что необходимо определить термомеханические характеристики среды (материала печатных плат), которые являются коэффициентами дифференциальных операторов по измеренным на границе полям перемещений и температуры. Искомые величины здесь являются коэффициенты температурных напряжений и тепловыделения при деформировании. Главная проблема при решении подобных задач – это формулировка операторной связи между искомыми коэффициентами дифференциальных операторов и граничными полями перемещений. Как правило, такая связь представляется в виде интегрального уравнения Фредгольма первого рода, решение которого требует регуляризации. Рассмотрим обобщенную постановку обратной задачи термоупругости, которая была подробно рассмотрена в [1]. Пусть имеется упругая пластина толщины L . Одна из поверхностей платы $x_3 = 0$ подвергается периодическому (гармоническому) низкочастотному нагреву. С обеих поверхностей происходит теплообмен с внешней средой. Нижняя поверхность $x_3 = L$ предполагается закрепленной, а верхняя поверхность $x_3 = 0$ свободна от напряжений. По имеющейся информации о поле температур на одной из поверхностей платы требуется определить коэффициенты (в общем случае, тензоры) температурных напряжений и тепловыделения при деформировании.

Уравнения в прямоугольной декартовой системе координат, описывающие установившиеся термомеханические процессы в данной среде, и соответствующие краевые условия имеют вид [1, 2]:

$$C_{ijmn} \frac{\partial^2 u_m}{\partial x_n \partial x_j} - B_{ij} \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2}; \quad (1)$$

$$K_{ij} \frac{\partial^2 T}{\partial x_i \partial x_j} = \frac{\partial T}{\partial t} + D_{ij} \frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial u_j}{\partial x_i};$$

$$\left(C_{33mn} \frac{\partial u_m}{\partial x_n} - B_{33} T \right)_{x_3=0} = 0; u_3|_{x_3=L} = 0;$$

$$\left(C_{13mn} \frac{\partial u_m}{\partial x_n} \right)_{x_3=0} = 0; u_1|_{x_3=L} = 0;$$

$$\left(C_{23mn} \frac{\partial u_m}{\partial x_n} \right)_{x_3=0} = 0; u_2|_{x_3=L} = 0; \quad (2)$$

$$-\frac{\partial T}{\partial x_3} \Big|_{x_3=0} + \alpha_1 T \Big|_{x_3=0} = \text{Fe}^{\text{iot}};$$

$$\frac{\partial T}{\partial x_3} \Big|_{x_3=L} + \alpha_2 T \Big|_{x_3=L} = 0,$$

где все величины являются безразмерными, для которых приняты следующие обозначения:

$$x_i = \frac{x_i^*}{Z}; u_i = \frac{u_i^*}{Z}; t = \frac{Ct^*}{Z}; T = \frac{T^*}{T_0};$$

$$C_{ijmn} = \frac{C_{ijmn}^*}{\rho C^2}; B_{ij} = \frac{B_{ij}^* T_0}{\rho C^2}; k_{ij} = \frac{k_{ij}^*}{k_{33}^*};$$

$$D_{ij} = D_{ij}^* / (\rho c T_0); L = L^* / Z;$$

$$\alpha_k = \frac{\alpha_k^* Z}{k_{33}} (k=1,2); F = \frac{Z}{T_0 k_{33}^*} F^*; \\ C^2 = \frac{C_{3333}^*}{\rho}; Z = \frac{k_{33}^*}{c\rho C}; \omega = \frac{Z\omega^*}{C};$$

где x_i^* – прямоугольные декартовы координаты; u_i^* – координаты вектора перемещений; t^* – время; T^* – приращение температуры; C_{ijmn}^* – тензор упругих характеристик среды; B_{ij}^* – тензор тепловых (температурных) напряжений; k_{ij}^* – тензор теплопроводности; D_{ij}^* – тензор, характеризующий тепловыделение при деформировании; ρ – плотность среды; c – теплоемкость; α_i^* – коэффициент теплообмена с внешней средой; T_0 – начальная температура платы (пластины); L^* – толщина платы (пластины); C – скорость распространения волны растяжения-сжатия вдоль оси Ox_3 ; Z – линейный масштаб; ω^* – частота; F^* – амплитуда теплового импульса.

Пусть, кроме того, имеется некоторая информация о полях перемещений и температуры одного из следующих видов:

$$T(0, t) = f_1(t); u_3(0, t) = f_2(t). \quad (3)$$

Требуется определить B_{ij} и D_{ij} .

Алгоритм решения

Поставленная задача решается в два этапа. На первом этапе решается «прямая» задача. Далее с учетом условий (1), (20) строятся соотношения, из которых находятся коэффициенты B_{ij} и D_{ij} . Как правило, такие соотношения представляются в виде интегральных уравнений Фредгольма первого рода. Введенное предположение о том, что внешнее тепловое воздействие на поверхность пластины носит гармонический характер при малых частотах, позволяет получить приближенные определяющие соотношения для i в виде системы алгебраических уравнений. Для неограниченной в плоскости ортотропной пластины прямая задача является одномерной:

$$\frac{\partial^2 u_3}{\partial x_3^2} - B_{33} \frac{\partial T}{\partial x_3} = \frac{\partial^2 u_3}{\partial t^2}; \frac{\partial^2 T}{\partial x_3^2} = \frac{\partial T}{\partial t} + D_{33} \frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial u_3}{\partial x_3}; \quad (4)$$

$$-\frac{\partial T}{\partial x_3} \Big|_{x_3=0} + \alpha_1 T \Big|_{x_3=0} = F e^{i\omega t}; \\ \frac{\partial T}{\partial x_3} \Big|_{x_3=L} + \alpha_2 T \Big|_{x_3=L} = 0. \quad (5)$$

Ее решение для установившегося режима с учетом граничных условий будем искать в виде

$$u_3(x_3, t) = U_3(x_3) e^{i\omega t}; T(x_3, t) = \theta(x_3) e^{i\omega t}. \quad (6)$$

Подстановка дает

$$\frac{\partial^2 U_3}{\partial x_3^2} - B_{33} \frac{\partial \theta}{\partial x_3} = -\omega^2 U_3; \frac{\partial^2 \theta}{\partial x_3^2} = i\omega \frac{\partial \theta}{\partial t} + i\omega D_{33} \frac{\partial U_3}{\partial x_3}.$$

Далее, выполняя преобразования

$$U_3 = U_3 e^{\lambda x_3}, \theta = \theta e^{\lambda x_3}, \quad (7)$$

приводим систему (8) к виду

$$(\lambda^2 + \omega^2) U_3 - B_{33} \lambda \theta = 0; \quad (8)$$

$$-i\omega D_{33} U_3 + (\lambda^2 - i\omega) \theta = 0,$$

откуда находим

$$T = \sum_{i=1}^4 C_i e^{(\lambda_i x_3 + i\omega t)}; u_3 = \sum_{i=1}^4 \frac{B_{33} \lambda_i}{\lambda_i^2 + \omega^2} C_i e^{(\lambda_i x_3 + i\omega t)}, \quad (9)$$

где λ_i – корень характеристического уравнения, который исходя из правила раскрытия определителя записывается, как

$$\lambda^4 + (\omega^2 - i\omega - iB_{33} D_{33} \omega) \lambda^2 - i\omega^3 = 0. \quad (10)$$

Коэффициенты C_i находятся из граничных условий. Тогда эта задача сводится к решению системы линейных алгебраических уравнений

$$\sum_{i=1}^4 \left(\frac{B_{33} \lambda_i^2}{\lambda_i^2 + \omega^2} - B_{33} \right) C_i = 0; \sum_{i=1}^4 \frac{B_{33} \lambda_i}{\lambda_i^2 + \omega^2} C_i e^{(\lambda_i x_3 + i\omega t)},$$

где λ_i – корень характеристического уравнения (10)

Эта задача сводится к решению системы алгебраических уравнений

$$\sum_{i=1}^4 \left(\frac{B_{33} \lambda_i^2}{\lambda_i^2 + \omega^2} - B_{33} \right) C_i = 0; \sum_{i=1}^4 C_i \frac{\lambda_i}{\lambda_i^2 + \omega^2} e^{\lambda_i L} = 0; \\ \sum_{i=1}^4 (-\lambda_i + \alpha_1) C_i = F; \sum_{i=1}^4 (\lambda_i + \alpha_2) C_i e^{\lambda_i L} = 0. \quad (11)$$

Корни уравнения (10) имеют вид

$$\lambda_{1,2,3,4} = \pm \left[\frac{-\omega^2 + i\omega(1 + B_{33} D_{33}) \pm \sqrt{\omega^4 - 2i\omega(1 - B_{33} D_{33})^2}}{2} \right]^{1/2}, \quad (12)$$

в связи с чем нахождение C_i вызывает затруднения. Данная задача может быть решена либо численно, либо аналитически с помощью асимптотического подхода.

При достаточно малых частотах ω можно воспользоваться следующими приближенными формулами для корней уравнения (10):

$$\lambda_{1,2,3,4} = \pm \frac{\sqrt{2}}{2} (1+i) \sqrt{\omega} \left(1 + i \frac{B_{33} D_{33}}{2(1 + B_{33} D_{33})^2} \omega \right) \pm \frac{i\omega}{\sqrt{1 + B_{33} D_{33}}} \omega, \omega \rightarrow 0.$$

Соответственно, при больших частотах

$$\lambda_{1,2,3,4} = \pm \frac{\sqrt{2}}{2} (1+i)\sqrt{\omega} \pm \omega \left(1 + \frac{B_{33}D_{33}}{2\omega}\right), \omega \rightarrow \infty.$$

Рассмотрим случай, когда ω мало. Тогда постановка корней (12) в систему (11) дает следующие приближенные выражения для коэффициента

$$C_1 = -\frac{\alpha_2(1-i)F}{2\sqrt{2}\sqrt{1+B_{33}D_{33}}(\alpha_1+\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2)\sqrt{\omega}} - \frac{i(1+L\alpha_2)}{2(\alpha_1+\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2)};$$

$$C_2 = -\frac{\alpha_2(1-i)F}{2\sqrt{2}\sqrt{1+B_{33}D_{33}}(\alpha_1+\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2)\sqrt{\omega}} - \frac{i(1+L\alpha_2)}{2(\alpha_1+\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2)};$$

$$C_3 = \frac{\alpha_2 B_{33} D_{33} F}{2(1+B_{33}D_{33})^{3/2}(\alpha_1+\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2)};$$

$$C_4 = \frac{\alpha_2 B_{33} D_{33} F}{2(1+B_{33}D_{33})^{3/2}(\alpha_1+\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2)}.$$

Для температуры θ и перемещений U_3 с точностью до членов порядка ω находим

$$\theta = F \frac{\alpha_2(L-x_3)+1}{\alpha_1+\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2} - \frac{i(1+B_{33}D_{33})F\omega}{6(\alpha_1+\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2)} (\alpha_2 x_3^3 - 3(1+L\alpha_2)x_3^2 + \frac{2L_1(3+3L\alpha_2+L^2\alpha_2^2)(\alpha_1 x_3+1)}{(\alpha_1+\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2)})$$

Окончательно переходя к действительной форме, имеем

$$\begin{aligned} T(x_3, t) = & 2F \frac{\alpha_2(L-x_3)+1}{\alpha_1+\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2} \cos \omega t + \\ & + \frac{(1+B_{33}D_{33})F\omega}{3(\alpha_1+\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2)} (\alpha_2 x_3^3 - \\ & - 3(1+L\alpha_2)x_3^2 + \\ & + \frac{2L_1(3+3L\alpha_2+L^2\alpha_2^2)(\alpha_1 x_3+1)}{(\alpha_1+\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2)}) \sin \omega t; \\ u_3(x_3, t) = & -\frac{2(L-x_3)+\alpha_2(L-x_3)^2}{(\alpha_1+\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2)} B_{33}F \cos \omega t - \\ & - \frac{(1+B_{33}D_{33})B_{33}FL^2\omega}{12(\alpha_1+\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2)^2} \times \\ & \times (L^3\alpha_1\alpha_2^2+5L^2\alpha_2(\alpha_1+\alpha_2)+24) \sin \omega t + \\ & + \frac{(1+B_{33}D_{33})B_{33}F\omega}{12(\alpha_1+\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2)} (\alpha_2 x_3^4 - 4(1+L\alpha_2)x_3^3 + \\ & + \frac{4L(3+3L\alpha_2+L^2\alpha_2^2)(\alpha_1 x_3^2+2x_3)}{(\alpha_1+\alpha_2+L\alpha_1\alpha_2)}) \sin \omega t. \end{aligned}$$

Поле температур платы, полученное путем численного решения системы (11) при частоте =10 Гц приведено на плакате.

Сравнительный анализ показывает очень хорошее совпадение численного и приближенного решений, что можно увидеть на плакатах.

Для решения обратной задачи имеем соответственно

$$\begin{aligned} f_1(t) &= T(0, t) = B + A(1 + B_{33}D_{33}); \\ f_2(t) &= u_3(0, t) = DB_{33} + C(1 + B_{33}D_{33})B_{33}. \end{aligned} \quad (13)$$

Таким образом, для нахождения коэффициентов температурного напряжения и тепловыделения при деформировании D_{33} необходимо решить систему (13).

Решение ее имеет вид:

$$\begin{aligned} B_{33} &= \frac{Af_2(t)}{C(f_1(t)-B)+AD}; \\ D_{33} &= \frac{(f_1(t)-B-A)(C(f_1(t)-B)+AD)}{A^2f_2(t)}. \end{aligned} \quad (14)$$

Из (14) следует, что при стремлении частоты к нулю и невысокой погрешности измерения, полученные решения сходятся соответственно к

$$B_{33} = \frac{f_2(t)}{D}; \quad D_{33} = -\frac{D}{f_2(t)} \leq 0. \quad (15)$$

В качестве модели ортотропной среды рассматривалась осредненная слоистая среда (стеклотекстолит) со следующими эффективными безразмерными характеристиками:

$$B_{33} = 0,013123; \quad D_{33} = 1,419488;$$

$$\alpha_1 = 0,300743 \cdot 10^{-8}; \quad \alpha_2 = 0,794292 \cdot 10^{-8}.$$

В момент времени $t = 210$ С при частоте $\omega = 10^{-4} \text{ с}^{-1}$ были измерены приращение температуры (15,2 К) и перемещение (−0,00137 см) на поверхности платы $x_3 = 0$.

Обезразмеривая полученные значения, находим коэффициенты B_{33} и D_{33} :

$$B_{33} = 0,013096; \quad D_{33} = 90,3098;$$

$$B_{33} = 0,0131359; \quad D_{33} = -76,1272.$$

Как видно, значения коэффициента B_{33} , полученного по формулам (15), достаточно хорошо совпадают с точными значениями. Наоборот, коэффициенты D_{33} , полученные по формулам (15), сильно отличаются друг от друга и от точного значения. Данные результаты позволяют сделать вывод о том, что при малых частотах возможно только определение коэффициента температурных напряжений.

Графически результаты определения температурного поля показаны на рис. 1.

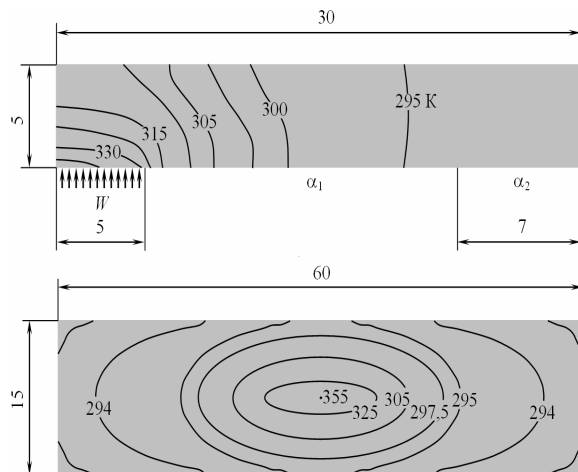


Рис. 1. Результаты определения температурного поля

Выводы

Выполненные расчеты позволяют сделать вывод о том, что низкочастотные колебания являются малоинформативными с точки зрения определения физико-механических характеристик материала (среды). Несмотря на это, предложенная методика

позволяет для ряда характеристик (в частности коэффициента температурных напряжений) построить устойчивые решения.

Полученные результаты возможно использовать для приближенного решения двух- трехмерных задач. Обратные (коэффициентные) задачи термоупругости нашли широкое применение в теории неоднородных покрытий, сейсмологии, в различных видах машиностроения (энергетическом машиностроении, приборостроении), а также в наномеханике.

Литература

1. Бакушинский А.Б. Некорректные задачи. Численные методы и приложения / А.Б. Бакушинский, А.В. Гончарский. – М.: Изд-во МГУ, 1989. – 320 с.
2. Ватульян А.О. Обратные задачи в механике деформируемого твердого тела / А.О. Ватульян. – М.: Физматлит, 2007. – 360 с.
3. Алексеев В.А. Расчет нестационарной теплопередачи многослойной стенки с неодинаковыми площадями контакта между слоями / В.А. Алексеев // Инж.-физ. журнал. – Минск, 1985. – Т. XLIX, № 3. – С. 491-496.

Поступила в редакцию 27.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры П.Д. Доценко, Харьковский аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ЧИСЕЛЬНО-АНАЛІТИЧНЕ РІШЕННЯ ЗВОРОТНОЇ КОЕФІЦІЄНТНОЇ ЗАДАЧІ ТЕРМОПРУЖНОСТІ ДЛЯ ПЛАТИ З ЕЛЕКТРОННИМИ РАДІОТЕХНІЧНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

В.О. Повгородний

Розглядається зворотне коефіцієнтне завдання для прямокутної пластини кінцевої товщини – плати з електрорадіоелементами. Пропоноване в статті рішення ґрунтується на припущенні про те, що термомеханічні процеси в платі носять сталий гармонійний характер. Геометрія області і граничні умови дозволяють звести дане завдання до одновимірного завдання термопружності. За умови трох частоти термомеханічних коливань вдається побудувати вирішуюче рівняння, з якого знаходяться коефіцієнти температурної напруги і тепловиділення при деформації. Дане завдання є актуальним, особливо в області авіаційний-космічної техніки. Отримані результати можуть бути використані при моделюванні процесу експериментального визначення термомеханічних характеристик матеріалів, вживаних в авіакопструкціях і ракетобудуванні.

Ключові слова: температура, розрахунок, градієнт, плата, авіація, бортова апаратура.

NUMERAL-ANALYTICAL DECISION OF REVERSE COEFFICIENT TASK OF THERMOELASTICITY FOR PAY WITH ELECTRONIC RADIO ENGINEERINGS ELEMENTS

V.O. Povgorodniy

A reverse coefficient task is examined for the rectangular plate of eventual thickness are pays with radio-frequency component. The solution offered in the article is based on supposition that thermomechanical processes in a pay take set harmonic character. Geometry of area and terms of scopes allow to take the examined task to the one-dimensional task of thermoelasticity. On condition of trifle of frequency of thermomechanical vibrations it is succeeded to build settling equalization from which coefficients of temperature tensions and heat build-up are at deformation. This task is actual, especially in area of space system engineering. Can be drawn on got results at the design of process of experimental determination of thermomechanical descriptions of materials, applied in airconstructions and rocket production.

Key words: temperature, calculation, gradient, pay, aviation, side apparatus.

Повгородний Владимир Олегович – канд. техн. наук, младший научный сотрудник Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: povgorod@ipmach.kharkov.ua.

УДК 629.454.4

П.Г. ХОРОЛЬСКИЙ, С.Г. БОНДАРЕНКО

Днепропетровский национальный университет им. Олесь Гончара, Украина

БАЛЛИСТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ГЛУБОКОГО ГИБКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЯГИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ ВСТРЕЧИ НА ОРБИТЕ

Статья посвящена одной из традиционно актуальных проблем ракетостроения – выбору маршевой двигательной установки ракеты-носителя для решения ее задач, конкретно: вновь разрабатываемого реактивного двигателя на пастообразном топливе. Рассматривается частная проблема – целесообразность применения глубокого гибкого регулирования тяги для решения задачи встречи на орбите. Особенностью постановки задачи является значительная начальная область неопределенности по положению и времени запуска ракеты-носителя, что характерно для воздушного старта. Предполагается ее встреча с орбитальной космической станцией путем прямого выведения. Проведена оценка эффективности на примере запускаемой с самолета многоступенчатой ракеты, одна из ступеней которой оснащена рассматриваемым двигателем. Показана значительная целесообразность таких технических решений.

Ключевые слова: двигатель, регулирование, тяга, ракета-носитель, полезная нагрузка, эффективность, встреча на орбите, неопределенность, дальность, время старта.

Введение

Выбор маршевой двигательной установки ракеты-носителя (РН) для обеспечения решения определяемых для нее задач является традиционно актуальной проблемой ракетостроения.

Из анализа публикаций следует, что существует интерес к глубокому гибкому регулированию тяги (ГГРТ) и соотношений компонентов топлива «в широком диапазоне на протяжении всего полета ступени» в целях «оптимизации траектории ракеты-носителя» [1]. Касательно баллистической целесообразности такого регулирования тяги маршевых двигателей РН отмечено, что область его применения достаточно ограничена и соответствует задачам прямого выведения с фиксированным временем полета, таких как встреча с орбитальным объектом [2].

Задача усложняется в случае существенной начальной неопределенности условий старта, что свойственно мобильным космическим ракетным комплексам, особенно воздушного старта. В работе [3] предложена концепция управления траекторией выведения путем выбора величин тяг двигателей второй ступени и/или космического разгонного блока РН «Полет» для встречи космического аппарата (КА) в конце активного участка с Международной космической станцией. Причем тяги варьировались в малых пределах – 4..6% от номинала.

Сейчас разрабатывается ракетный двигатель на пастообразном топливе (РДПТ), обеспечивающий регулирование уровня тяги практически во всем

возможном диапазоне: от 10 до 100% от максимального значения [4]. Появление такого двигателя приводит к необходимости решения задач определения целесообразности ГГРТ в столь широких пределах, а также области и эффективности применения собственно РДПТ.

1. Формулировка задачи

Решение этих задач сводится, в конечном счете, к проведению оценки эффективности ГГРТ маршевых двигателей РН для решения задачи встречи с маневрирующим орбитальным объектом при большой неопределенности начальных условий старта. Очевидно, что при неизвестности допустимой области этой неопределенности и известных диапазонах изменения управляющих параметров решение задачи возможно путем оценки границ области в пределах изменения указанных параметров.

Количественные оценки получим на конкретном примере. Рассмотрим РН [3], запускаемую с самолета-носителя и у которой хотя бы одна ступень оснащена двигателем с ГГРТ. Для определенности примем оснащение упомянутым РДПТ последней ступени. В момент старта имеет место значительная неопределенность по положению и времени пуска. Управления тягой предполагается на основе алгоритмов из [3].

Задача состоит в определении граничных значений начальных отклонений по дальности ΔL_0 и времени старта Δt_0 , влияние которых на соответст-

вующие конечные значения этих параметров движения могут быть полностью компенсированы ГГРТ в диапазоне от 10 до 100% от максимального уровня тяги.

2. Решение проблемы

Встреча на орбите возможна, если сумма Δt_0 и длительности реализуемой траектории выведения равняется номинальной длительности активного участка, а сумма ΔL_0 и дальности реализуемой траектории выведения равна номинальной дальности активного участка. Управление осуществляется однократным знакопеременным ступенчатым отклонением величины тяги ступени с ГГРТ, т.е., в нашем случае, оснащенной РДПТ. В свою очередь, управляющими параметрами являются фиксированная величина отклонения уровня тяги ступени относительно номинального значения тяги ΔP и момент $\tilde{t}$ переключения знака этого отклонения. Они выбираются так, чтобы компенсировать обе начальные ошибки.

Далее принято, что номинальный уровень тяги соответствует середине диапазона ее регулирования. Тогда ΔP составляет 45% от максимального уровня тяги и около 82% от принятого номинального значения.

В качестве алгоритмов наведения принимаются четвертый-шестой алгоритмы определения ΔP , $\tilde{t}$, описанные в [3].

Оценим эффективность принятого диапазона ГГРТ, реализуемого РДПТ, на основе зависимостей изменения дальности и времени полета РН от величин тяг из [3] в предположении сохранения их вида (линейности) для вариаций достаточно высокого уровня.

Примем векторный критерий оценки типа «эффективность-стоимость». Эффективность оценим величинами ΔL_0 и Δt_0 , соответствующими диапазону регулирования тяги. А стоимость – потерями массы полезной нагрузки, равными необходимым затратам топлива на компенсацию рассматриваемых начальных отклонений.

Потери массы включают две составляющие:

$\Delta m_{\text{ПН}}^{(1)}$ – прибавку массы, связанную со снижением исходного номинального уровня тяги РДПТ, определяемую диапазоном регулирования уровня тяги, который, в свою очередь, соответствует размерам ожидаемой начальной области неопределенности момента и положения старта;

$\Delta m_{\text{ПН}}^{(2)}$ – дополнительный расход массы топлива, зависящий от «способа и алгоритма управления» [3].

Четвертый алгоритм из [3] применяется для некоррелированных промахов ΔL_0 и Δt_0 . Для вышеприведенного диапазона варьирования тяги РДПТ [4] оценки ожидаемых граничных значений начальных отклонений приведены в табл. 1.

Таблица 1

Пределы изменения времени запуска и соответствующие им пределы изменения ΔL_0 для четвертого алгоритма

Δt_0 , с	± 0	± 5	± 10	± 29
ΔL_0 , км	± 145	± 120	± 88	0

Потери массы в этих случаях оцениваются такими: $\Delta m_{\text{ПН}}^{(1)} \approx 230$ кг, $\Delta m_{\text{ПН}}^{(2)} \approx 120$ кг.

Для $\Delta t_0 = 5$ с предел ΔL_0 вырос в 6 раз.

Пятый алгоритм аналогичен четвертому и соответствует случаю коррелированных ΔL_0 и Δt_0 . В нем вводится адаптивная коррекция времени запуска на фиксированную величину Δt_0^* , обеспечивая тем самым «благоприятную корреляцию между ошибкой начальной дальности и коррекцией времени запуска, в результате чего резко снижаются требования к диапазону варьирования величины тяги» [3] ступени с ГГРТ.

Соответствующие этому алгоритму оценки приведены в табл. 2.

Таблица 2

Пределы изменения времени запуска и соответствующие им пределы изменения ΔL_0 для пятого алгоритма

Δt_0 , с	ΔL_0 , км	$\Delta m_{\text{ПН}}^{(1)}$, кг	$\Delta m_{\text{ПН}}^{(2)}$, кг
0	± 155	230	120
± 5	± 300		

Последняя строка табл. 2 показывает 6..7-кратный прирост эффективности компенсации промаха по дальности по сравнению с [3].

Шестой алгоритм по сравнению с пятым предполагает адаптивную непрерывную коррекцию времени старта, позволяющую исключить потери массы полезной загрузки на обеспечение диапазона регулирования ($\Delta m_{\text{ПН}}^{(2)} = 0$). В нем также вводится коррекция времени запуска Δt_0^* .

При нем обеспечивается диапазон изменения Δt_0^* до ± 120 с, а пределы изменения ΔL_0 вырастают по сравнению с [3] до 780 км, т.е. в 2 раза, при $\Delta m_{\text{ПН}}^{(1)} = 230$ кг.

Таким образом, увеличение диапазона регулирования уровня тяги почти в 14 раз обеспечивает

ожидаемое увеличение Δt_0 и ΔL_0 почти в 6..20 раз в сравнении с диапазоном, принятым в [3] (6% от номинала).

Заключение

Очевидна целесообразность применения ГПРТ и РДПТ для решения задачи встречи космического аппарата с орбитальным объектом при прямом выведении на орбиту и значительных начальных отклонениях времени и дальности старта. Регулирование тяги в пределах до 100% от максимального значения на последней ступени РН обеспечивает полную компенсацию этих промахов практически любых размеров.

В дальнейшем предполагаются оценки эффективности ГПРТ для рассматриваемой задачи и применению РДПТ на двух последних ступенях РН, а также использование более точных моделей расчета.

Литература

1. Перспективная система регулирования жидкостных реактивных двигателей / Б. Громыко, А. Кириллов, В. Кириллов и др. // Двигатель. – 2001. – № 5 (17). – С. 28-30.
2. Хорольский П.Г. Баллистическая целесообразность глубокого гибкого регулирования маршевых двигателей ракет-носителей / П.Г. Хорольский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2006. – № 10 (36). – С. 11-13.
3. Сихарулидзе Ю.Г. Концепция управления ракетой-носителем воздушного старта с компенсацией начальных ошибок по дальности и времени при прямом выведении в точку встречи на орбиту / Ю.Г. Сихарулидзе, А.С. Карпов, Р.К. Иванов/ Космические исследования. – 2005. – № 5. – С. 358-377.
4. Пат. 48295 Україна МПК 7 F 02 K 9/26, 9/32, 9/70, 9/95. Ракетна рушійна установка на пастоподібному паливі / А.М. Іванченко. № 99074320. Заявлено 27.07.1999; Опубл. 15.08.2002 / Бюл. № 8.

Поступила в редакцию 18.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В. В. Авдеев, Днепрпетровский национальный университет им. Олеся Гончара, Днепрпетровск.

БАЛІСТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ГЛИБОКОГО ГНУЧКОГО РЕГУЛЮВАННЯ ТЯГИ ДЛЯ ВИРІШЕННЯ ЗАДАЧІ ЗУСТРІЧІ НА ОРБІТІ

П.Г. Хорольський, С.Г. Бондаренко

Стаття присвячена одній з традиційно актуальних проблем ракетобудування – вибору маршової рухової установки ракети-носія для вирішення її задач, конкретно: реактивного двигуна, що знов розробляється, на пастоподібному паливі. Розглядається окрема проблема – доцільність застосування глибокого гнучкого регулювання тяги для вирішення задачі зустрічі на орбіті. Особливістю постановки задачі є значна початкова область невизначеності по положенню і часу запуску ракети-носія, що характерне для повітряного startу. Передбачається її зустріч з орбітальною космічною станцією шляхом прямого виведення. Проведена оцінка ефективності на прикладі багатоступінчатої ракети, що запускається з літака, один із ступенів якої оснащений даним двигуном. Показана значна доцільність таких технічних рішень.

Ключові слова: двигун, регулювання, тяга, ракета-носії, корисний вантаж, ефективність, зустріч на орбіті, невизначеність, дальність, час startу.

BALLISTIC EFFICIENCY OF THE USING THE DEEP FLEXIBLE REGULATION OF THE THRUST FOR DECISION OF THE PROBLEM OF THE MEETING ON ORBIT

P.G. Horolsky, S.G. Bondarenko

The article is devoted to one of traditionally the issue of the day of rocket production – choice of the March motive setting of launch vehicle for the decision of its tasks, concrete: again developed ramjet on a paste-like fuel. A private problem is expedience of application of the deep flexible adjusting of thrust for the decision of task of meeting on an orbit is examined. The considerable initial region of vagueness according to the regulations and time of start of launch vehicle is the feature of raising of task, what is characteristic for the air start. Its meeting with the orbital space station by the direct launch is assumed. Estimation of efficiency on the example of the multi-stage rocket started from an airplane is conducted, one of stages of which is equipped by the examined engine. Considerable expedience of such technical decisions is shown.

Key words: engine, regulation, thrust, launch vehicle, paste-like fuel, payload, efficiency, meeting on orbit, uncertainty, range, time of start.

Хорольский Петр Георгиевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., вед. науч. сотр. НИИ энергетики Днепрпетровского национального университета им. О. Гончара, Днепрпетровск, Украина, e-mail: horol09@mail.ru.

Бондаренко Сергей Григорьевич – канд. техн. наук, доц., вед. науч. сотр. НИИ энергетики Днепрпетровского национального университета им. О. Гончара, Днепрпетровск, Украина, e-mail: serg_bondarenko@mail.ru.

УДК 621.452.2.043+621.822

**В.Н. ШНЯКИН, В.А. ШУЛЬГА, В.И. КОНОХ, А.И. ЖИВОТОВ,
И.И. КАЛИНИЧЕНКО, А.В. ДИБРИВНЫЙ, И.Ю. КУКСА***ГП «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля», Днепропетровск, Украина***ДВУХКОМПОНЕНТНАЯ ЖИДКОСТНАЯ ДВИГАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА
КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА С ПНЕВМОНАСОСНОЙ СИСТЕМОЙ ПОДАЧИ**

Представлены результаты оптимизации параметров и исследования характеристик пневмонасосной системы подачи компонентов топлива для жидкостной ракетной двигательной установки тягой 40 кгс, работающей на компонентах топлива АТ и НДМГ, с запасом компонентов топлива 3000 кг и временем существования на орбите до 7 лет. Предложена схема пневмонасосного агрегата и конструкция его основных элементов. Произведён расчёт характеристик пневмонасосного агрегата. Приведена расчётная дроссельная характеристика ЖРД. Проведена оценка изменения массовых характеристик жидкостной ракетной двигательной установки при замене в ней вытеснительной системы подачи компонентов топлива на пневмонасосную.

Ключевые слова: микроЖРД, система подачи ЖРД, пневмонасосная система подачи ЖРД.

Введение

В жидкостных ракетных двигателях (ЖРД) верхних ступеней ракет-носителей широко применяется вытеснительная система подачи компонентов топлива. Она хорошо отработана, проста, надёжна и для большинства космических задач достаточно эффективна. В то же время, стремление разработчиков космических аппаратов получить прибавку в полезной нагрузке инициирует появление новых, более эффективных агрегатов и систем. Так, в докладах IAC-04-S.1.10 и IAC-05-S.4.1.04 на 55 и 56 международных Астронавтических конгрессах ГП «КБ» «Южное» представило результаты испытаний двигателя и двигательной установки ДУ 802 автономного космического буксира «Кречет». В составе указанной жидкостной двигательной установки (ЖДУ) тягой 450 кгс используется пневмонасосная система подачи топлива.

Замена вытеснительной системы топливоподачи на пневмонасосную позволяет улучшить массовые характеристики ЖДУ. Это достигается, в первую очередь, за счёт снижения давления в топливных баках, по сравнению с вытеснительной системой подачи, использования подогрева газа, питающего пневмонасосный агрегат (ПНА), от работающей камеры двигателя, обеспечения высокой точности поддержания соотношения расходов компонентов топлива ($\approx \pm 0,5\%$), что в свою очередь благоприятно сказывается на гарантированных запасах топлива. Также дополнительный выигрыш в массе даёт повышение давления в камере сгорания и, соответственно, уменьшение её размеров.

**1. Обзор публикаций
и выделение нерешённых задач**

В настоящее время в ГП «КБ» «Южное» ведутся работы по созданию двигательной установки для космического аппарата тягой 40 кгс. Эта ЖДУ имеет запас топлива 3000 кг, должна быть работоспособной на орбите в течение 7 лет и обеспечивать большое число включений (более 100). Давление компонентов топлива на входе в камеру сгорания 17,65 кгс/см², а суммарное время работы около 23620 с. Принимая во внимание малую размерность ЖРД и большой запас компонентов топлива, для него целесообразно применить пневмонасосную систему подачи. Типичная схема ЖДУ с пневмонасосной системой подачи приведена на рис. 1. Эта ЖДУ содержит в своём составе топливные баки окислителя и горючего, пневмоблок, камеру сгорания, ПНА, газовый редуктор для наддува топливных баков, газовый редуктор для питания ПНА и управляющую автоматику. Что касается самого ПНА, то в качестве прототипа первоначально планировалось использовать надёжный и хорошо отработанный ПНА автономного космического буксира «Кречет». Его пневмогидравлическая схема приведена на рис. 2. Однако требования по ресурсу, времени существования и герметичности уплотнений насосов окислителя и горючего потребовали разработки новой конструкции. Кроме того, ставилась также задача снизить массу системы топливоподачи и величину пульсаций выходных давлений компонентов топлива, которые возникают в момент реверсирования блоков поршней ПНА [1].

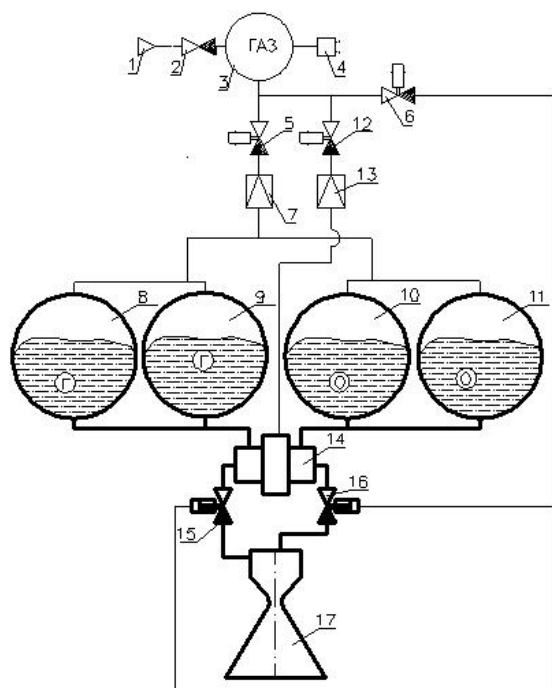


Рис. 1. ЖДУ с пневмонасосной системой подачи компонентов топлива:

1 – заправочный штуцер; 2 – клапан заправки; 3 – баллон с гелием; 4 – сигнализатор давления; 5, 6, 12 – электропневмоклапан; 7, 13 – газовый редуктор; 8, 9 – бак горючего; 10, 11 – бак окислителя; 14 – пневмонасосный агрегат; 15, 16 – пневмогидроклапан; 17 – камера сгорания

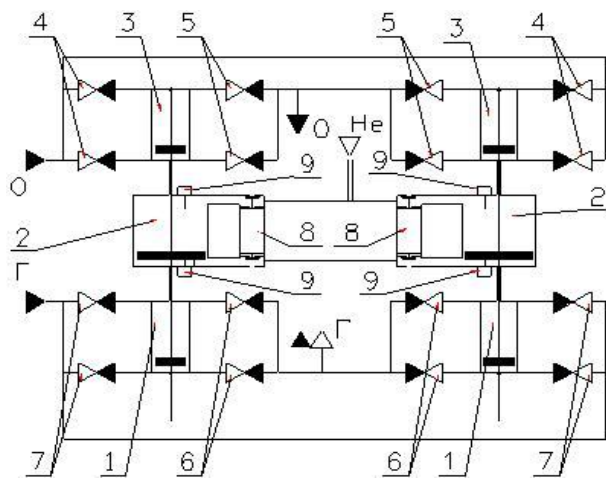


Рис. 2. Пневмонасосный агрегат автономного космического буксира "Кречет", схема пневмогидравлическая:

1 – блок насоса горючего; 2 – блок пневмопривода; 3 – блок насоса окислителя; 4, 5 – обратные клапаны насоса окислителя; 6, 7 – обратные клапаны насоса горючего; 8 – газовый переключатель; 9 – концевой управляющий клапан

2. Постановка задачи исследования

Задачами выполненного исследования являются выбор конструкции, оптимизация конструктив-

ных параметров ПНА и исследование его возможностей при функционировании в составе ЖДУ.

3. Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

По своей природе, ПНА является весьма гибким с точки зрения выбора рабочего давления газа для питания пневмопривода, поэтому первым делом целесообразно исключить из схемы ЖДУ (рис. 1.) один из газовых редукторов 13, а для питания ПНА и наддува топливных баков использовать второй. Это позволит, с одной стороны, уменьшить вес системы топливоподдачи, а с другой стороны, использовать газовую подушку в топливных баках в качестве газового ресивера при работе ПНА, что благоприятно скажется на уровне пульсаций выходных давлений компонентов топлива. Пневмогидравлическая схема ПНА для разрабатываемого ЖДУ приведена на рис. 3. Как и его прототип, он состоит из двух поочередно срабатываемых поршневых блоков, каждый из которых содержит пневмопривод 3 и насосы окислителя 1 и горючего 2. Работой этих блоков управляет пневмораспределитель 7, который в свою очередь управляется двумя концевыми клапанами 4. Пневмораспределитель 7, по принципу работы аналогичен приведенному в [2], обеспечивает подачу газа в пневмоцилиндр одного из поршневых блоков и дренажирование газа из пневмоцилиндра другого. Работает ПНА следующим образом: каждый из поршневых блоков, вытесняя компоненты топлива из насосов под действием давления газа на поршень пневмопривода, доходит до концевого клапана и нажимает его. Концевой клапан подает пневматическую команду, пневмораспределитель переключается и соседний блок вступает в работу, продолжая питать камеру сгорания компонентами топлива. В то же время в отработавшем поршневом блоке полость пневмоцилиндра дренажируется, насосы окислителя и горючего заправляются под действием баковых давлений, переводя блок в исходное состояние и цикл замыкается. Однонаправленное течение компонентов обеспечивается системой обратных клапанов 5 и 6. Заявленная точность поддержания соотношения компонентов топлива обеспечивается благодаря применению объемных насосов окислителя и горючего кинематически связанные подвижными частями.

Следует отметить, что принципиальным отличием от прототипа является наличие только одного пневмораспределителя, управляющего работой сразу двух насосных блоков. Это стало возможным благодаря использованию для заправки насосов давления в топливных баках. Для обеспечения герметичности в

течении длительного времени работы (7 лет) корпуса насосов окислителя и горючего имеют сварную конструкцию и не содержат элементов уплотнения. При этом, поршневая полость каждого насоса герметизируется с помощью тарельчатого сиффона, приваренного одной стороной к поршню насоса, а другой к корпусу. Для уменьшения перепада давления, действующего на каждый сиффон, в его внутреннюю полость, расположенную со стороны пневмоцилиндра, подведено давление от газовых подушек баков окислителя и горючего соответственно.

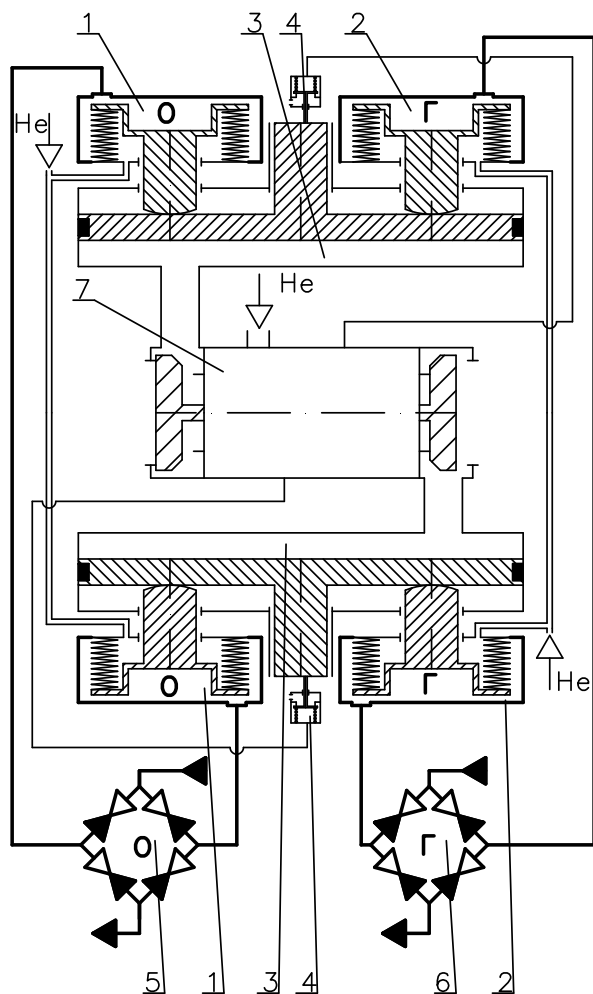


Рис. 3. Пневмонасосный агрегат, схема пневмогидравлическая:

- 1 – блок насоса окислителя; 2 – блок насоса горючего; 3 – блок пневмопривода; 4 – концевой управляющий клапан; 5 – блок обратных клапанов насоса окислителя; 6 – блок обратных клапанов насоса горючего; 7 – пневмораспределитель

При заправке насосов компонентами топлива из баков, сиффоны не нагружены перепадом давления, а при вытеснении - каждый из сиффонов нагружен перепадом давления, равным по величине напору насоса. Для обеспечения потребного ресурса сиффонов давление настройки газового редуктора выбрано равным 8 кгс/см^2 , т.е. приблизительно в два

раза ниже, чем давления компонентов топлива на выходе из насосов.

Уравнение баланса сил для пневмонасосного блока при заправке насосов:

$$S_{\text{эфГ}} \cdot (P_{\text{ред}} - \Delta P_{\text{вхГ}}) + S_{\text{эфО}} \cdot (P_{\text{ред}} - \Delta P_{\text{вхО}}) - F_{\text{тр}} - P_{\text{ред}} \cdot (S_{\text{эфГ}} + S_{\text{эфО}}) + 2 \cdot S_{\text{ш}} \cdot (P_{\text{ред}} - P_{\text{h}}) = 0, \quad (1)$$

где $S_{\text{эфГ}}$ - эффективная площадь сиффона насоса горючего; $P_{\text{ред}}$ - давление настройки газового редуктора; $\Delta P_{\text{вхГ}}$ - перепад давлений по линии горючего от бака до внутренней полости насоса; $S_{\text{эфО}}$ - эффективная площадь сиффона насоса окислителя; $\Delta P_{\text{вхО}}$ - перепад давлений по линии окислителя от бака до внутренней полости насоса; $F_{\text{тр}}$ - сила трения; $S_{\text{ш}}$ - площадь штока-толкателя; P_{h} - давление окружающей среды.

Уравнение баланса сил для пневмонасосного блока при вытеснении компонентов из насосов:

$$(S_{\text{п}} - 2 \cdot S_{\text{ш}}) \cdot (P_{\text{ред}} - P_{\text{h}}) + P_{\text{ред}} \cdot (S_{\text{эфГ}} + S_{\text{эфО}}) - F_{\text{тр}} - S_{\text{эфГ}} \cdot (P_{\text{выхГ}} + \Delta P_{\text{выхГ}}) - S_{\text{эфО}} \cdot (P_{\text{выхО}} + \Delta P_{\text{выхО}}) = 0, \quad (2)$$

где $S_{\text{п}}$ - площадь поршня пневмопривода; $P_{\text{выхГ}}$ - давление на выходе из насоса горючего; $\Delta P_{\text{выхГ}}$ - внутренние выходные потери насоса горючего; $P_{\text{выхО}}$ - давление на выходе из насоса окислителя; $\Delta P_{\text{выхО}}$ - внутренние выходные потери насоса окислителя.

Заправка насосов компонентами топлива из баков осуществляется благодаря наличию штоков-толкателей и действующая на них сила при этом, согласно формуле (1), равна

$$2 \cdot S_{\text{ш}} \cdot (P_{\text{ред}} - P_{\text{h}}) - \Delta P_{\text{вхО}} \cdot S_{\text{эфО}} - \Delta P_{\text{вхГ}} \cdot S_{\text{эфГ}}. \quad (3)$$

Величина этой силы будет определяться как входными гидравлическими потерями самого ПНА, так и гидравлическими потерями от топливных баков к ПНА.

При вытеснении компонентов топлива из насосов редуцированный газ, подведенный во внутренние полости сиффонов, позволяет ПНА использовать входные давления компонентов топлива в качестве прибавки к напорам, за исключением потерь, которые, согласно формуле (2), определяются силой, равной

$$2 \cdot S_{\text{ш}} \cdot (P_{\text{ред}} - P_{\text{h}}). \quad (4)$$

Таким образом, в случае использования ПНА в системах с небольшой степенью повышения давления $R_{\text{вых}}/P_{\text{вх}} < 3$, необходимо обеспечить минимальные входные гидравлические потери.

Основные характеристики разрабатываемого ПНА приведены в табл. 1. Расчётный рабочий процесс ПНА приведен на рис. 4. Как видно из рис. 4, величина провалов выходных давлений окислителя и горючего в момент реверсирования поршней составляет порядка 3,5%, а их длительность не превышает 8 мс. Величина провалов расходов составляет порядка 1,75%, а их длительность также не превышает 8 мс. Таким образом, ожидаемые провалы давления в камере сгорания двигателя не должны превышать 2%.

Таблица 1

Характеристики ПНА в составе ЖДУ

1	Рабочее тело пневмопривода	Гелий
2	Окислитель	АТ
3	Горючее	НДМГ
4	Номинальное абсолютное давление гелия на входе, кгс/см ²	8
5	Номинальное абсолютное давление на входе, кгс/см ² : – по линии окислителя – по линии горючего	7,1 7,3
6	Номинальное абсолютное давление на выходе из ПНА, кгс/см ² : – по линии окислителя – по линии горючего	17,65 17,65
7	Расходы компонентов топлива, кг/с – окислителя – горючего	0,079 0,048
8	Соотношение объёмных расходов компонентов топлива	0,9
9	Частота работы насосов, Гц	6,7
10	Расход Гелия, г/с (300°K)	0,29

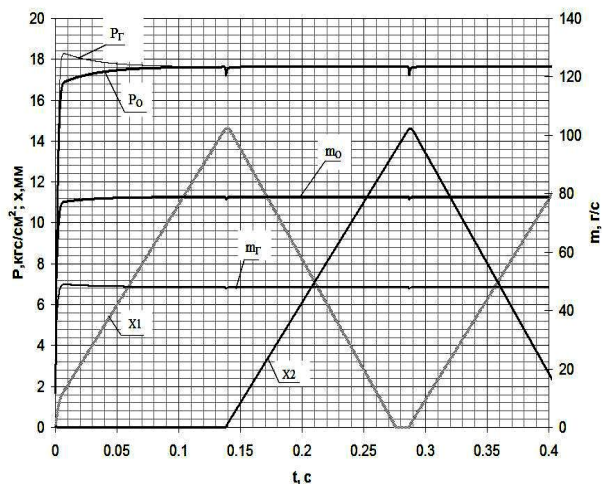


Рис. 4. Рабочий процесс ПНА:

P_g , P_o – давления на выходе насосов горючего и окислителя; m_g , m_o – расходы горючего и окислителя; X_1 , X_2 – ход пневмопоршней

На рис. 5 приведена расчётная дроссельная характеристика микроЖРД с ПНА. Зависимость тяги двигательной установки $P_{ДУ}$ от давления настройки

газового редуктора $P_{РЕД}$ описывается уравнением:

$$P_{ДУ}(P_{РЕД}) = 2,7026 \cdot P_{РЕД} + 17,154. \quad (5)$$

В реальных условиях регулирование такой ЖДУ по тяге в широком диапазоне весьма затруднительно, т.к. изменение тяги влечёт за собой изменение давления наддува в топливных баках. Однако, имеется возможность ступенчатого дросселирования двигателя, приблизительно на 50% по тяге, путём выключения подачи рабочего газа на пневмопривод ПНА и питания камеры двигателя только за счёт давления в топливных баках, т.е. в режиме вытеснительной системы подачи.

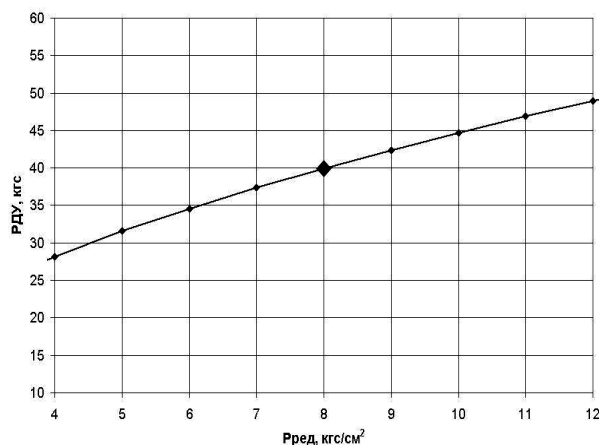


Рис. 5. Дроссельная характеристика ЖДУ с ПНА.

Выводы

1. Выполненные расчёты показывают, что для рассматриваемого микроЖРД, при запасе компонентов топлива 3000 кг, замена вытеснительной системы подачи на пневмонасосную и использование подогрева рабочего газа для пневмопривода на 100°С дает выигрыш в массе топливных баков около 100 кг, и ещё приблизительно такой же выигрыш в массе можно получить за счёт сокращения гарантированных остатков компонентов топлива, что в конечном счёте позволяет разместить на 200 кг больше полезного груза.

2. Проведенные расчёты показали, что вид рабочего газа пневмопривода ПНА не оказывает существенного влияния на его рабочий процесс. Это связано с гораздо большим запасом времени, по сравнению с прототипом, на дренажирование полости пневмоцилиндра в момент реверсирования насосов ПНА.

3. Подогрев рабочего газа для питания ПНА повышает эффективность пневмонасосной системы подачи, но ограничен по температуре на (100-150)°С стойкостью применяемых уплотнительных элементов в пневмоприводе.

Литература

1. Перспективы дросселирования жидкостного ракетного двигателя тягой 450 кгс с пневмонасосным агрегатом / В.Н. Шнякин, В.И. Конох, И.И. Калинин, И.Ю. Кукса // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – № 10 (57). – С. 45-50.

2. А. с. SU 1765510 A1 F04 B9/12 “Пневмонасос” / Предприятие Конструкторское бюро “Южное” / Заявл. 26.09.90; О. 30.09.92, Бюл. № 36.

3. Беляев Е.Н. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей : научное пособие / Е.Н. Беляев, В.К. Чванов, В.В. Черваков. - М.: Изд-во МАИ, 1999. – 226 с.

Поступила в редакцию 18.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук В.А. Габринец, Национальная академия государственного управления при президенте Украины. Днепропетровск.

ДВОКОМПОНЕНТНА РДУ КОСМІЧНОГО АПАРАТУ С ПНЕВМОНАСОСНОЮ СИСТЕМОЮ ЖИВЛЕННЯ

**В.М. Шнякін, В.А. Шульга, В.І. Конох, І.І. Калининко,
О.І. Животов, О.В. Дібрівний, І.Ю. Кукса**

Наведені результати оптимізації параметрів та дослідження характеристик пневмонасосної системи постачання компонентів палива для рідинної ракетної двигунної установки тягою 40 кгс, що працює на компонентах палива АТ і НДМГ, має запас компонентів палива 3000 кг та час існування на орбіті до 7 років. Запропонована схема пневмонасосного агрегату і конструкція його основних елементів. Проведені розрахунки характеристик пневмонасосного агрегату. Приведена розрахункова дросельна характеристика РРД. Виконано оцінку зміни масових характеристик рідинної ракетної двигунної установки при заміні витисної системи постачання компонентів палива на пневмонасосну.

Ключові слова: мікроРРД, система постачання РРД, пневмонасосна система постачання РРД.

BIPROPELLENT LIQUID PROPULSION SYSTEM OF SPACECRAFT WITH PNEUMO-PUMP SUPPLY SYSTEM

V.N. Shnykin, V.A. Shulga, V.I. Konokh, I.I. Kalinichenko, A.I. Givotov, A.V. Dibrivnyi, I.Yu. Kuksa

Parameters optimization and characteristic investigation results of pneumatic pump supply system for the liquid rocket propulsion system are represented. This system has 40 kgf thrust and operates with NTO and UDMH fuel. It also has 3000 kg reserve of fuel and lifetime on the space orbit about 7 years. The scheme of the pneumo-pump and design of its main units are proposed. Account of the pneumo-pumps parameters is executed. Estimated thrust curve of LRE is introduced. Mass changing of liquid rocket propulsion system during the replacement of its displace fuel supply system by pneumatic pump supply system is estimated.

Key words: microLRE, supply system of LRE, pneumo-pump supply system of LRE.

Шнякин Владимир Николаевич - канд. техн. наук, заместитель Генерального конструктора ГП “КБ “Южное”, Главный конструктор КБ ракетных двигателей, Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Шульга Владимир Андреевич - канд. техн. наук, начальник отдела общей сборки ГП “КБ “Южное”, Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Конох Владимир Иванович - канд. техн. наук, начальник отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП “КБ “Южное”, Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Калининченко Игорь Иванович – начальник сектора отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП “КБ “Южное”, Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Животов Александр Иванович – начальник сектора отдела общей сборки ГП “КБ “Южное”, Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Дибрівний Александр Валерієвич – начальник группы отдела общей сборки ГП “КБ “Южное”, Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

Кукса Игорь Юрьевич – ведущий инженер-конструктор отдела агрегатов автоматики ЖРД ГП “КБ “Южное”, Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoye.com.

УДК 533.9.07

А.В. ЛОЯН, Т.А. МАКСИМЕНКО, П.С. ПРИХОДЬКО, Е.П. СОЛОНИНКО

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ВЫЯВЛЕНИЕ ДВУХПИКОВОСТИ ФУНКЦИИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ИОНОВ ПО ЭНЕРГИЯМ В ДВИГАТЕЛЕ МСПД-12**

В работе показана перспективность использования электрореактивных двигателей малых типоразмеров типа СПД для коррекции орбиты микроспутников. Для исследования взят образец микро СПД12. Разработан экспериментальный стенд и указаны основные характеристики систем, входящих в его состав. Получены вольт-амперные характеристики при разных расходах рабочего вещества через анод и определен оптимальный режим работы двигателя при условии максимального к.п.д. При помощи многосеточного зонда получены зондовые вольт-амперные характеристики. После обработки зондовых ВАХ получены функции распределения ионов по энергиям, среди них выделены 4 характерных участка.

Ключевые слова: вольт-амперная характеристика, функция распределения, ионный поток, СПД, к.п.д., многосеточный зонд, магнитные силовые линии, разрядная камера.

Введение

Развитие космических технологий в настоящее время позволяет решать многие задачи: научно-технические, оборонные, задачи связи и др. Развитие элементной базы электроники на данном этапе позволяет создавать полнофункциональные космические аппараты, вес которых в сравнении с аппаратами той же функциональности, но будучи сделанными пятнадцать лет назад, разниться на порядок. В связи с этим все большую популярность приобретает класс аппаратов типа «микроспутник». Аппарат весом от 20 до 150 килограмм может позволить себе даже небольшая страна. Малый отрезок времени, который нужен для создания аппарата, дает гарантии, что аппарат технически не устареет.

На низких орбитах (250...300 км) на спутник действуют силы трения, достаточные для того, что бы снизить скорость аппарата и опустить его в плотные слои атмосферы достаточно быстро. Вследствие этого аппарат может выйти из строя раньше запланированного срока. Такой случай произошел с аппаратом проекта «Компас-2», запущенным 26 мая 2006 года в 22 часа 50 минут. Вместо запланированных 4,5 месяцев, он пробыл на орбите чуть более полутора и в июле 2006 года был выведен из строя. Этого можно было бы избежать, если бы аппарат был оборудован двигательной установкой коррекции орбиты. В настоящее время уровень развития науки и техники позволяет решить задачу коррекции орбиты для аппаратов класса «микроспутник».

1. Экспериментальное оборудование и методика проведения эксперимента

Расчет основных характеристик и основных геометрических размеров СПД произведен в соответствии с методикой, изложенной в учебном пособии [1]. В качестве основной цели расчета рассматривается задача по определению совокупности значений геометрических размеров и параметров магнитной системы, которые в совокупности призваны обеспечить требуемые характеристики.

На основе проведенного расчета в корпусе СПД-20 был создан лабораторный образец МСПД-12.1, который изображен на рис. 1.1. Расчет магнитной системы (МС), показал, что необходима оптимизация МС. Результатом оптимизации конструкции явилась модификация МСПД-12.2. трехмерная модель которого разработана в САМ-среде Solid Works (рис. 1.2).

Т.к. при создании лабораторного образца не было возможности использовать уже имеющиеся детали, то из соображений экономии средств и времени модель выполнена без силового корпуса.

Перед готовой моделью МСПД-12.2 были поставлены следующие задачи для исследования:

1. Определение вольтамперных характеристик.
2. Определение вольтрасходных характеристик.
3. Определение оптимального режима работы двигателя. Критерием оптимальности принять функцию распределения ионов по энергиям.

4. Определение угла раскрытия плазменного факела.

5. Ресурсные испытания с целью выявления слабых мест конструкции и изменения характеристик, связанных с износом ее элементов.

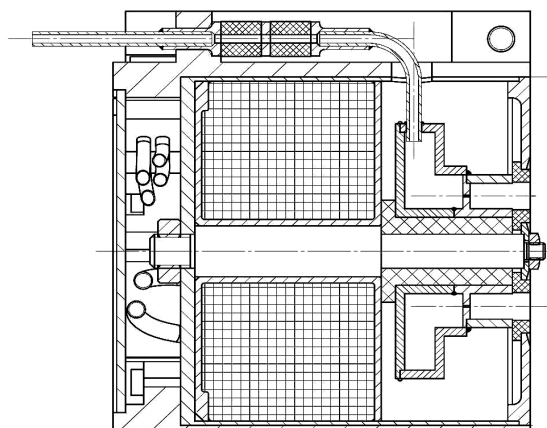


Рис. 1.1. МСПД-12.1



Рис. 1.2. МСПД-12.2 общий вид

На рис. 1.3 представлена схема экспериментальной установки.

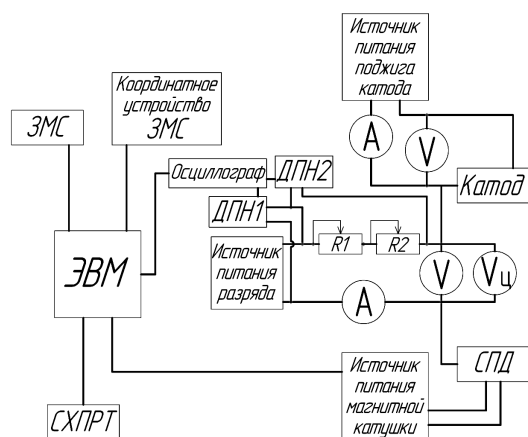


Рис. 1.3. Схема экспериментальной установки

На схеме приняты следующие обозначения:

ЗМС – зонд многосеточный;

ЭВМ – электронно-вычислительная машина;

СХПРТ – система хранения и подачи рабочего тела;

ДПН – дифференциальный пробник напряжения;

A – амперметр;

V – вольтметр;

V_ц – вольтметр цифровой;

СПД – стационарный плазменный двигатель.

Задавшись значением расхода, который будет использован для проведения эксперимента, был определен оптимальный режим работы двигателя. Критерием качества приняты величины колебаний разрядного тока и напряжения, а так же форма зондовой вольтамперной характеристики.

Для измерения зондовых ВАХ многосеточный зонд (ЗМС) был установлен в точку максимального ионного тока. Для этого, ЗМС, установленный соосно с двигателем, перемещался перпендикулярно оси двигателя.

Точка максимального ионного тока принята как нулевое положение зонда.

Далее уточнялись координаты многосеточного зонда в одиннадцати экспериментальных точках (рис. 1.4).

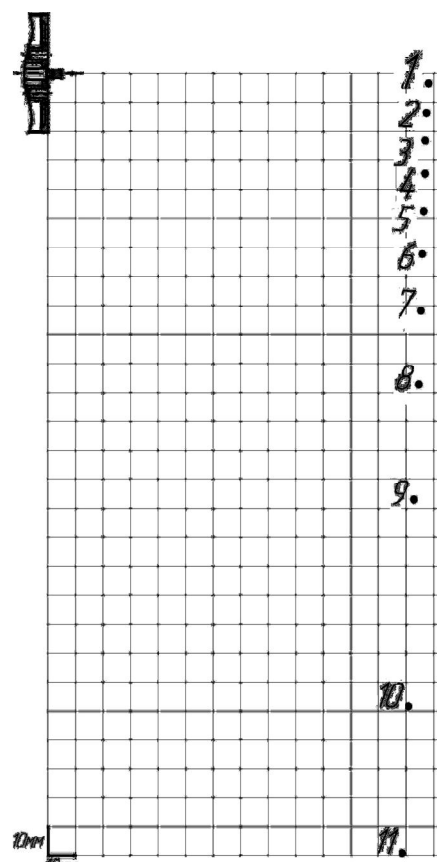


Рис. 1.4. Расположение одиннадцати экспериментальных точек

Позиционирование зонда осуществлялось по трем осям: две линейные координаты и одна угловая. В полученных одиннадцати точках проведено качественное измерение зондовых ВАХ.

Многосеточный зонд (или электростатический анализатор плазмы) в данном эксперименте применяется для исследования параметров ионного пучка. ЗМС позволяет измерять ионный ток и отображать зависимость ионного тока от разрядного напряжения в режиме реального времени.

Для решения поставленной задачи был применен четырехэлектродный зонд с подачей анализирующего потенциала на коллектор. Для направленного тока тормозная характеристика представляет собой энергетический спектр ионов. Чтобы измерения кривых задержки были корректными, плотность тока на коллектор не должна превышать максимальный ионный ток. Для данного случая ошибки, связанные с фототоками незначительны.

При разработке конструкции многосеточного зонда были учтены некоторые основные моменты, такие как приведены далее.

- Размер ячейки входной сетки должен быть меньше двух дебаевских радиусов экранирования. Это необходимо для того, чтобы внутренние потенциалы зонда не проникали во внешнюю область, заполненную плазмой. Если плотность в исследуемой области $n_e \approx 10^{10} \dots 10^{11} \text{ см}^{-3}$ и $T_e \approx 1 \dots 1,5 \text{ эВ}$, то $r_D \approx 0,03 \dots 0,15 \text{ мм}$.

- Конструкция зонда предусматривает возможность его разборки, замены отдельных элементов и при необходимости изменения внутренней конфигурации.

- Размер ячейки входной сетки $h = 0,1 \text{ мм}$, диаметр проволоки $\delta = 0,05 \text{ мм}$. Длина зонда в собранном виде – 8,5 мм. Максимальный наружный диаметр – 9 мм. Собирающая часть выполнена в виде цилиндра диаметром 20 мм, длиной 80 мм и толщиной 0,15 мм.

Электрическая схема подключения зонда приведена на рис. 1.5.

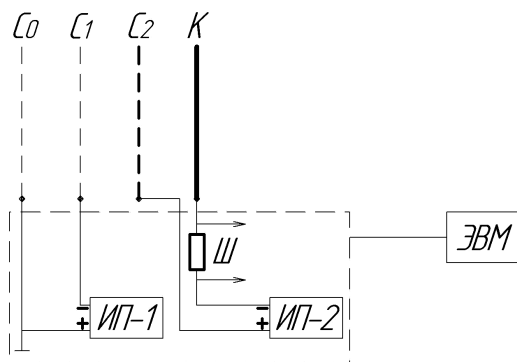


Рис. 1.5. Электрическая схема многосеточного зонда

Потенциал, осуществляющий разрыв плазмы, подается на сетку C_1 от источника ИП-1 с возможностью регулировки. Анализирующий потенциал подается на коллектор от источника ИП-2 с диапазоном регулировки 0...350 В. Корпус зонда электрически изолирован от стапеля и заземлен в одной общей точке, чтобы исключить образование петель по заземлению, и как следствие появление паразитных сигналов. Все токоподводы и вакуумные вводы тщательно изолированы.

Напряжение отсечки в $U_{отс} = 60 \text{ В}$ обеспечивает отсутствие тока коллектора при больших анализирующих потенциалах, что указывает на полный разрыв плазмы.

Для изготовления наружной сетки был применен молибден. В качестве изоляторов применена керамика с рабочей температурой выше 500°C . В качестве проводников применены провода типа ПОЖ. Комплекс аппаратуры и программного обеспечения для многосеточного зонда позволяет в режиме реального времени проводить измерения зондовых ВАХ источника плазмы, вычислять локальные параметры плазмы, отображать и сохранять полученные результаты в памяти ЭВМ.

Технические характеристики комплекса:

Количество измерительных каналов – 2 шт..

Разрядность ADC 1 и 2 – 16.

Время проведения 1 измерения ADC – 1 мкс.

Диапазон напряжений зонда – $-20 \text{ В} \dots +400 \text{ В}$.

Количество шунтов – 4 шт.

Количество управляемых координат – 3 шт.

Интерфейс обмена с ЭВМ – RS ^{232} .

Комплекс состоит из трех основных частей:

- блок измерений;
- преобразователь интерфейса;
- механизм 3-х координатного перемещения.

Сигнал от зонда, пройдя через фильтры, попадает на блок измерений с системой шунтов и АЦП, после чего данные поступают на ЭВМ, где обрабатываются и сохраняются в автоматическом режиме.

Для измерения углового распределения ионного тока плазменного факела при помощи ЗМС применяется специальная трехкоординатная система перемещений, позволяющая позиционировать датчик с шагом 1 мм и 1° в области $285 \times 245 \text{ мм}$ и 180° соответственно. Погрешность перемещений при этом составляет 0,5 мм для линейных перемещений и $0,5^\circ$ для угловых.

Так как для получения ФРИЭ необходимо продифференцировать кривую, возникает необходимость в ее предварительном сглаживании для избавления от шумов. Для оценки оптимального количества дублирований была исследована зависимость средней погрешности от количества дублирований.

В результате чего было выявлено, что при количестве дублирований более 15 коэффициент корреляции превосходит 0,91 (рис. 1.6). В связи с этим было выбрано количество дублирований равное 12.

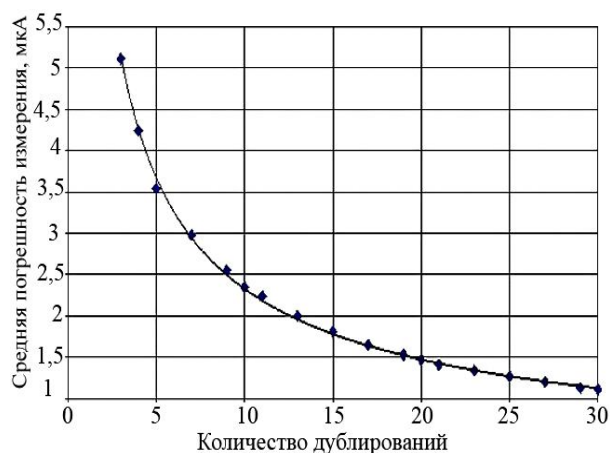


Рис. 1.6. Зависимость средней погрешности от количества дублирований

После, полученные результаты подлежат обработке на ЭВМ. По результатам обработки данных можно построить графики для каждой точки (рис. 1.7).

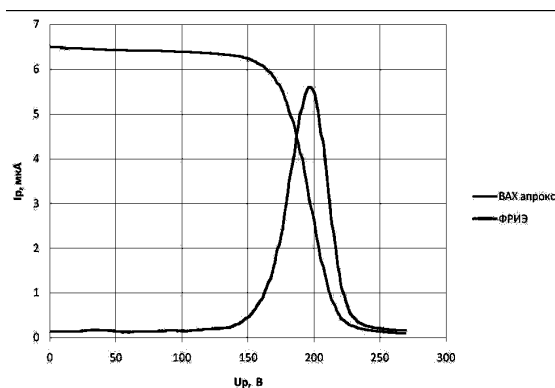


Рис. 1.7. Зондовые ВАХ и ФРИЭ

2. Анализ полученных данных

Измерение зондовых вольт-амперных характеристик проводилось в 11 экспериментальных точках с максимальным углом к оси двигателя 66°. Схема движения зонда, относительно двигателя приведена на рис. 2.1.

В результате измерений в экспериментальных точках были получены следующие вольт-амперные характеристики (рис. 2.2).

Из вольтамперных характеристик видно, что основной ионный поток сосредоточен в первых трех точках измерения, значит, достигается хорошая фокусировка струи плазмы и плотность тяги. В двух последних точках измерения (60° и 66°) значения

ионного тока практически одинаковы и очень малы, основного вклада в тягу не вносят. Это позволяет прогнозировать, что при дальнейшем удалении от источника плазмы, ионный поток будет изменяться незначительно.

После обработки зондовых ВАХ были получены функции распределения ионов по энергиям (ФРИЭ) в указанных точках. Приведены на рис. 2.3.

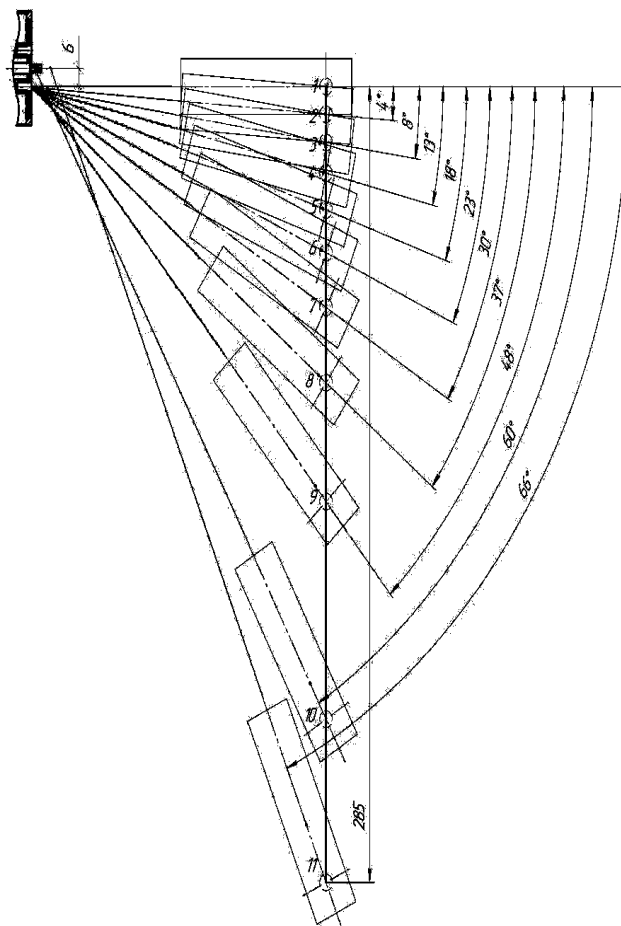


Рис. 2.1. Расположение измерительной части зонда в экспериментальных точках

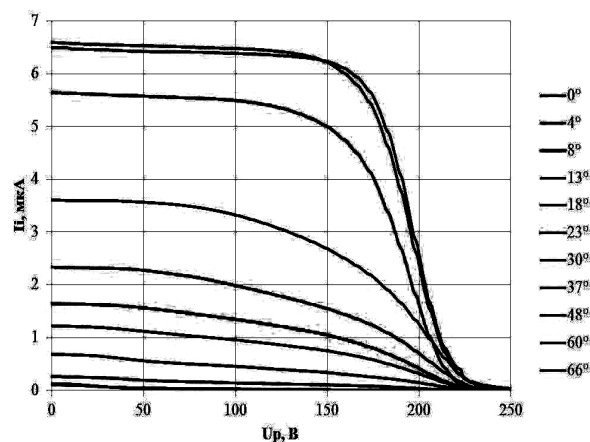


Рис. 2.2. Вольтамперные характеристики двигателя в экспериментальных точках

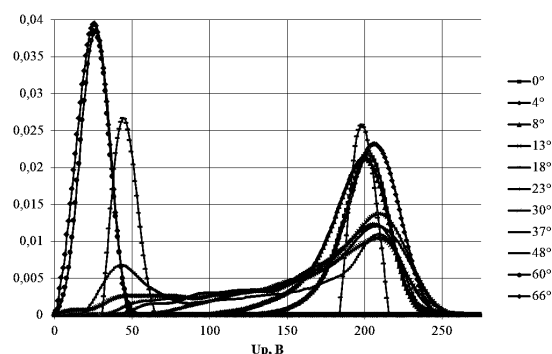


Рис. 2.3. ФРИЭ в экспериментальных точках

В результате анализа полученных ФРИЭ были выделены четыре характерных участка:

- 1 моновысокоэнергетичная, содержащая только высокоэнергетичные ионы. Углы $0...8^\circ$;
- 2 переходная – с преобладанием высокоэнергетичных частиц, но с малой долей низкоэнергетичных ионов. Причем при увеличении угла доля низкоэнергетичных ионов возрастала, а высокоэнергетичных – снижалась. Углы $13...30^\circ$;
- 3 биэнергетичная, содержащая как высокоэнергетичные, так и низкоэнергетичные ионы. Причем количество высокоэнергетичных частиц и низкоэнергетичных частиц оказалось практически одинаково. Углы $37...48^\circ$;
- 4 мононизкоэнергетичная, содержащая только низкоэнергетичные ионы. Углы $60...66^\circ$.

В первых трех экспериментальных точках (0° , 4° , 8°) (рис. 2.4) в подавляющем большинстве преобладают высокоэнергетичные ионы.

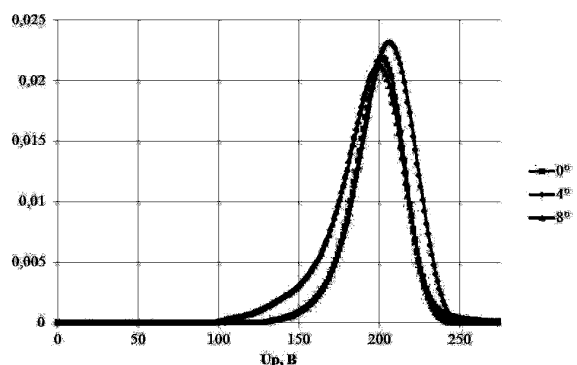


Рис. 2.4. ФРИЭ при наличии только высокоэнергетичных ионов

Эти ФРИЭ указывают, что МСПД работает с большой эффективностью. Хорошая фокусировка ионной струи указывает на то, что процесс ионизации происходит глубоко в канале МСПД.

При углах 13° , 18° , 23° , 30° (рис. 2.5) наблюдается переходная зона. И чем больше угол, а значит больше и линейное расстояние от двигателя, тем более выраженной становится переходная зона.

Это означает, что в незначительном количестве появляются низкоэнергетичные ионы, которые ускорены меньшим потенциалом, чем приложен между катодом и анодом. Связано это может быть с падением анодного потенциала к срезу МСПД.

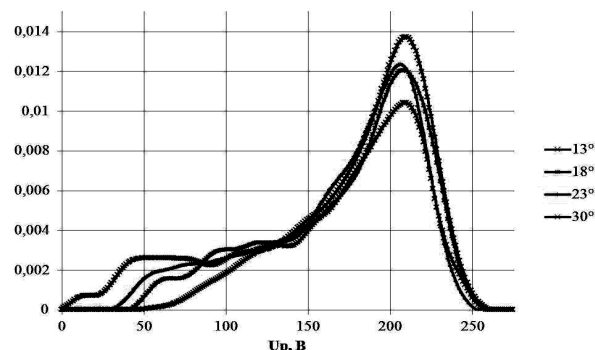


Рис. 2.5. ФРИЭ с переходной зоной

При большем удалении и измерении в углах 37° и 48° (рис. 2.6) точка максимального ионного тока смещается в центр двигателя, не смотря на то, что из этой точки еще есть прямая видимость РК. Поэтому наблюдаемый эффект в большей степени связан с ионным пучком вне ускорительного канала. Наблюдаются явно выраженные пики распределения ионов как в высокоэнергетичной, так и в низкоэнергетичной зоне. Зондовая ВАХ при этом имеет двойной ярко выраженный излом.

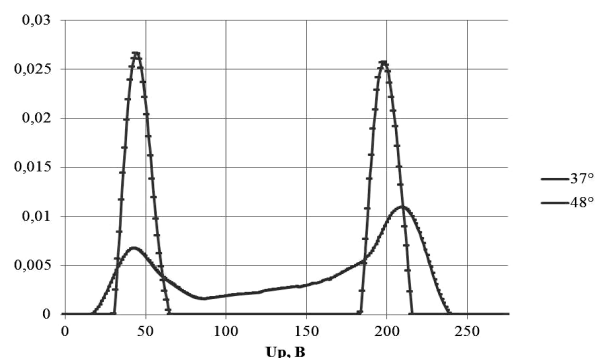


Рис. 2.6. ФРИЭ при наличии как высокоэнергетичных, так и низкоэнергетичных ионов

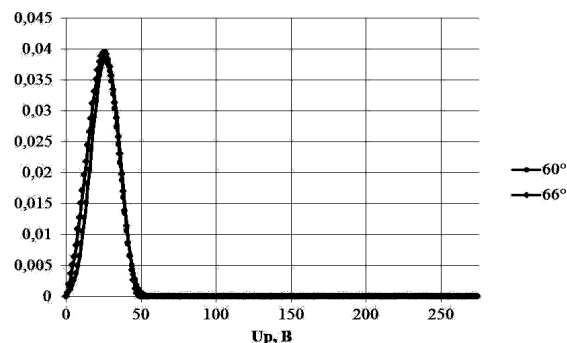


Рис. 2.7. ФРИЭ при наличии только низкоэнергетичных ионов

Для наиболее удаленных точек 60° и 66° (рис. 2.7) характерно наличие только низкоэнергетичных ионов. Связано это с тем, что процессы ионизации и ускорения продолжаются и вне ускорительного канала, хоть и не так интенсивно. И поскольку столкновения происходят в объеме не ограниченном чем либо, то имеет место разлет ионов во всех направлениях.

3. Определение погрешности эксперимента

Во время проведения измерений наблюдались значительные колебания разрядного напряжения, которые имеет прямое влияние на величину зондовых ВАХ. Для правильного анализа полученных данных необходимо знать закон распределения измеряемой величины. Измеряемой величиной в настоящем эксперименте является ионный ток, а он напрямую зависит от разрядного напряжения. Поэтому зная закон распределения разрядного напряжения можно применить его к ионному току.

В течении десяти минут была сделана выборка разрядного напряжения из ста значений, которые были отсортированы по возрастанию.

Исходя из обработанных данных, можно построить гистограмму, которая является аналогом закона распределения (рис. 3.1).

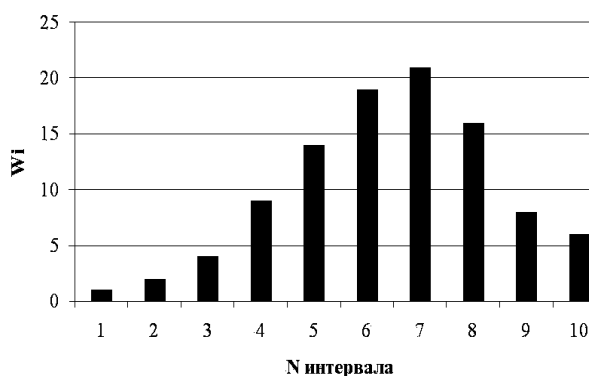


Рис. 3.1. Гистограмма, аналог закона распределения

Форма гистограммы больше всего напоминает нормальный закон распределения, поэтому нулевой гипотезой принимаем нормальный закон распределения.

Для проверки гипотезы о виде распределения генеральной совокупности примем критерий согласия Пирсона [5]:

$$\phi = \sum_{i=1}^r \frac{(n_i - n_i \cdot p_i)^2}{n_i \cdot p_i}, \quad (3.1)$$

где r – количество интервалов, на которые разбиты выборочные значения; n – объем выборки; n_i – количество элементов выборки, которые попали в i -й интервал; p_i – вероятность того, что случайная величина попадет в i -й интервал, рассчитанная по закону, который проверяется.

Величина ϕ распределена по закону χ^2 со $(r-1-k)$ степенями свободы, где k – количество параметров распределения, оценки которых найдены по выборке;

Критическая область имеет вид [5]:

$$(\chi_{кр.\alpha}; +\infty), \quad (3.2)$$

где α – заданный уровень значимости.

Найдем среднее значение по выборке $x_{ср} = 223,2724$

Рассчитаем математическое ожидание [5]:

$$\bar{M} = \sum_{i=1}^r \frac{x_{icp} \cdot n_i}{n} = 232,27. \quad (3.3)$$

Найдем дисперсию [5]:

$$D = \sum_{i=1}^r \frac{(x_{icp} - \bar{M})^2 \cdot n_i}{n} = 8,028. \quad (3.4)$$

Найдем среднеквадратичное отклонение:

$$\sigma = \sqrt{D} = \sqrt{8,028} = 2,83. \quad (3.5)$$

Нормируем границы интервалов (табл. 3.1)

$$(x_{i-1}; x_i) \rightarrow \left(\frac{x_{i-1} - \bar{M}}{\sigma}; \frac{x_i - \bar{M}}{\sigma} \right). \quad (3.6)$$

Находим вероятность попадания в интервалы (табл. 3.1):

$$p_i = \Phi\left(\frac{x_i - \bar{M}}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{x_{i-1} - \bar{M}}{\sigma}\right). \quad (3.7)$$

где $\Phi(x)$ – функция Лапласа.

Принимаем уровень значимости $\alpha = 0,01$, и по таблице распределения χ^2 находим

$$\chi_{кр} = \chi_p^2(k) = 18,5,$$

учитывая, что $k = r - m - 1 = 7$.

Поскольку $\phi_{выб} = 1,072883 \leq 18,5$ тогда значения критерия не попали в критическую зону $(\chi_{кр}; +\infty)$, тогда гипотеза о нормальном распределении генеральной совокупности – принимается.

Определяем погрешность измерения [5]:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{\bar{M}} \cdot 100 = \frac{2,83 \cdot 100}{232,27} = 1,218 \%. \quad (3.8)$$

Погрешность измерения эксперимента составляет 1,218 %.

Таблица 3.1

Результаты расчета
по критерию Пирсона

Нормированные границы интервалов		p_i	$n_i \cdot p_i$	ϕ_i
$-\infty; -2,55$		0,0052	0,52	0,44308
$-2,55; -2,03$		0,0152	1,52	0,15158
$-2,03; -1,52$		0,0436	4,36	0,02972
$-1,52; -1$		0,0944	9,44	0,02051
$-1; -0,49$	4	0,1534	15,34	0,11705
$-0,49; 0,03$	9	0,1964	19,64	0,02086
$0,03; 0,55$	1	0,1968	19,68	0,08854
$0,55; 1,06$	16	0,1466	14,66	0,12248
$1,06; 1,58$		0,0875	7,58	0,06429
$1,58; +\infty$		0,0571	5,71	0,01473
$\phi_{\text{выб.}} = 1,07283$				

Выводы

В результате анализа экспериментальных данных были выявлены характерные зоны: высокоэнергетичная, переходная, двухпиковая и низкоэнергетичная. Объяснить наблюдаемое явление можно с точки зрения переходных процессов и процессов ионизации и ускорения, продолжающихся вне разрядной камеры двигателя. В плазме вне двигателя значение ускоряющего потенциала в несколько раз меньше, отсюда и низкая энергия ионов, процесс происходит в объеме вне камеры, поэтому низкоэнергетичные ионы могут иметь угол разлета порядка 90° .

Наиболее интересной зоной является четвертая, которая содержит только низкоэнергетичные частицы. Причем измерительная часть зонда при измере-

нии на углах $60...66^\circ$ направлена не на двигатель, а на плазменную струю за ним. На основе этого можно построить предположение о том, что имеется вторая зона ионизации, генерирующая низкоэнергетичные частицы. Поскольку энергия частиц не большая (порядка $25...50$ эВ), то паразитная зона ионизации находится в месте не большого потенциала, т.е. вне разрядной камеры двигателя. Ионы, образовавшиеся в этой зоне, не ограничены в объеме и могут иметь угол разлета до 90° к оси двигателя, но это пока не доказано.

Возможно, причиной характерной эрозии выходной части двигателя являются в основном эти ионы с углом разлета до 90° . Это явление негативно сказывается на качестве работы двигателя и снижает его ресурс, фокусировку и угол раскрытия плазменного факела двигателя, вызывает эрозию выходных кромок разрядной камеры.

Для того чтобы уменьшить долю низкоэнергетичных частиц необходимо оптимизировать магнитную систему двигателя.

Литература

1. Огиенко С.А. Методика расчета основных энергетических характеристик и геометрических размеров СПД / С.А. Огиенко. – Х.: ХАИ, 2006. – 30 с.
2. Стационарные плазменные двигатели / Н.В. Белан, В.П. Ким, А.И. Оранский, В.Б. Тихонов. – Х.: ХАИ, 1989. – 315 с.
3. Конструкция стационарного плазменного двигателя / Н.В. Белан, В.Ф. Гайдуков, Т.А. Максименко, С.А. Огиенко, А.И. Оранский. – Х.: ХАИ, 2005. – 19 с.
4. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Миронова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
5. Морозов А.И. Физические основы космических электрореактивных двигателей. Элементы динамики потоков в ЭРД / А.И. Морозов. – М., 1978. – 320 с.
6. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента / Х. Шенк; пер. Е.Г. Коваленко; под ред. Н.П. Бусленко. – М.: Мир, 1972. – 376 с.

Поступила в редакцию 27.052010

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. Г.И. Костюк, Харьковский аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

**ВИЯВЛЕННЯ ПОДВІЙНОГО ПІКУ ФУНКЦІЇ РОЗПОДІЛЕННЯ ІОНІВ
ПО ЕНЕРГІЯМ РУШІЯ МСПД-12***А.В. Лоян, Т.О. Максименко, П.С. Приходько, Є.П. Солонинко*

В роботі показано перспективність використання електроракетних рушіїв малих розмірів типу СПД для корекції орбіти мікросупутників. Для дослідження взята лабораторна модель мікро СПД-12. Розроблений експериментальний стенд та вказані основні характеристики систем, що входять в його склад. Отримані вольт-амперні характеристики при різних витратах робочої речовини через анод і визначений оптимальний режим роботи рушія при умовах максимального к.п.д. За допомогою багатосіткового зонда отримані зондові вольт-амперні характеристики. Після обробки зондових ВАХ, отримані функції розподілення іонів по енергіям, серед яких виділено 4 характерні ділянки.

Ключові слова: вольт-амперна характеристика, функція розподілення іонів, іонний струм, СПД, к.п.д., багатосітковий зонд, магнітні силові лінії, розрядна камера.

**DETECTION OF IONS ENERGY DOUBLE PEAK DISTRIBUTION FUNCTION
IN MSPT-12 THRUSTER***A.V. Loyan, T.A. Maksymenko, P.S. Prihodko, Ye.P. Solonynko*

The work presents the relevance of using small type electric propulsion as SPT for microsatellites for orbit correction. The laboratory model SPT-12 was taken for research. The test bed was developed; the main characteristics of test bed systems are adduced. Volt-ampere characteristics in dependence of different flow rate through anode were measured and the regime of optimal thruster operation in maximal efficiency was defined. Volt-ampere characteristics were measured using Retarded Potential Analyzer. After the analysis of probe volt-ampere characteristics the ion energy function distribution were defined, among the there were detected 4 characteristic curve pieces.

Key words: volt-ampere characteristics, function distribution of ions, ions current, SPT, efficiency, retarded potential analyzer, magnetic flux, discharge chamber.

Лоян Андрей Витальевич – канд. техн. наук, старший научный сотрудник кафедры двигателей и энергоустановок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: a.loyan@khai.edu.

Максименко Тарас Александрович – научный сотрудник кафедры двигателей и энергоустановок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: taras@d4.khai.edu.

Приходько Павел Сергеевич – инженер кафедры двигателей и энергоустановок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Солонинко Евгений Павлович – инженер двигателей и энергоустановок летательных аппаратов Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: SolonynkoYevgen@gmail.com.

УДК 621.3.035.2:621.351

**А.Л. АЗАРНОВ, К.В. БЕЗРУЧКО, А.О. ДАВИДОВ,
В.И. ЛАЗНЕНКО, А.А. ХАРЧЕНКО***Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ВЛИЯНИЕ ДОБАВОК В ЭЛЕКТРОЛИТЕ НА ЕМКОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКИХ АККУМУЛЯТОРОВ**

Рассмотрено влияние различных добавок на емкостные характеристики электрохимических аккумуляторов используемых в составе энергоустановок летательных аппаратов. Рассмотрены добавки к щелочному электролиту, которые приводят к падению емкостных характеристик никельсодержащих аккумуляторов. Отмечено, что основной причиной падения емкости никельсодержащих щелочных аккумуляторов является карбонизация электролита. Рассмотрены добавки к кислотному электролиту, которые приводят к падению емкостных характеристик свинцово-кислотных аккумуляторов. Также отмечено, что наряду с вредными добавками в электролите, существует ряд добавок, которые способствуют работоспособности электрохимических аккумуляторов.

Ключевые слова: электрохимический аккумулятор, никель-кадмиевый аккумулятор, свинцово-кислотный аккумулятор, емкость, внутреннее сопротивление, добавка, примесь.

Введение

Электрохимические аккумуляторы в энергоустановках летательных аппаратов как правило используются в качестве буферных, аварийных и дополнительных источников электрической энергии. В современных летательных аппаратах используются электрохимические аккумуляторы нескольких электрохимических систем: Ag-Zn, Ni-Cd, Pb-кислотные, Ni-H₂, Li-ion и др. Однако все они не лишены одного очень важного недостатка – у них у всех с течением времени падают емкостные характеристики (снижаются разрядная емкость и напряжение и увеличивается внутреннее сопротивление). Такое падение характеристик обусловлено различными факторами, в том числе и нахождением в электролите аккумулятора различных химических соединений – добавок.

В данной статье рассмотрено влияние добавок (как положительное, так и отрицательное) на емкостные характеристики аккумуляторов различных электрохимических систем.

1. Аккумуляторный электролит

Электролиты это проводники второго рода, вещества, которые в растворе (или расплаве) состоят полностью или частично из ионов и обладающие вследствие этого ионной проводимостью. Они должны обладать не только высокой ионной проводимостью, но и физической и химической устойчивостью, малой коррозионной и химической активностью (а еще лучше – инертностью) по отношению к электродам и конструкционным материалам.

Основное назначение электролита обеспечить электродные реакции участвующими в них ионами и молекулами. Еще одно назначение электролита – образовывать внутреннюю электрическую цепь между электродами. Поэтому электролит должен обладать высокой проводимостью.

Удельная электрическая проводимость растворов определяется подвижностью ионов (т.е. их скоростью при единичной напряженности электрического поля), их зарядом и концентрацией [1]:

$$\sigma = F \sum z_i c_i u_i,$$

где σ – удельная электрическая проводимость; z – заряд ионов; c – концентрация ионов; u – подвижность ионов.

Также электролиты должны обладать стабильностью во времени и минимальной агрессивностью по отношению к активным веществам и конструкционным материалам.

В аккумуляторах, используемых в энергоустановках летательных аппаратов, чаще всего используются следующие виды электролитов [2, 3]:

1. Щелочные электролиты. Обладают достаточно высокой электропроводностью в широком интервале температур (рис. 1) [4 – 6].

2. Кислотный электролит. Обладает высокой электропроводностью и низкой температурой замерзания (рис. 2) [4, 5].

2. Добавки в щелочной электролит

В результате различных процессов в щелочном электролите происходит накопление веществ оказывающих вредное действие на электроды.

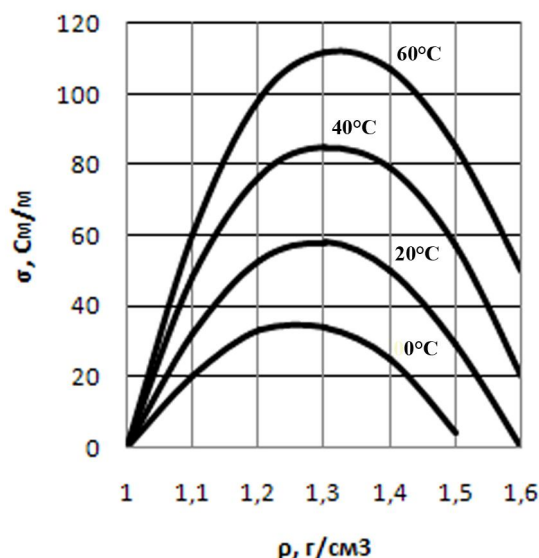


Рис. 1. Зависимость электрической проводимости щелочного электролита от плотности и температуры

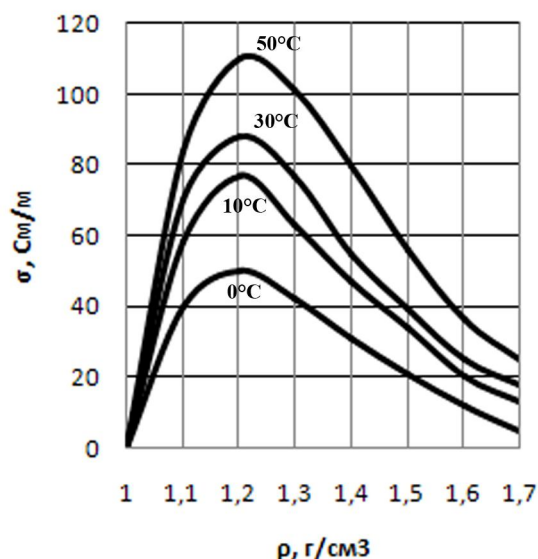
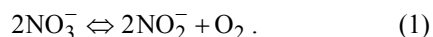


Рис. 2. Зависимость электропроводности кислотного электролита от плотности и температуры

К числу вредных добавок в электролите относятся нитраты, способствующие усилению саморазряда. Примесь NO_3^- мигрирует между электродами: восстанавливается на отрицательном электроде и окисляется на окисно-никелевом (1). В результате аккумулятор теряет емкость [4, 5]:



Наиболее вредными примесями для щелочного электролита являются: хлор, аммиак, кремний, металлы (Al, Mg, Ni, V, Zn и др.) и органические вещества.

Особенно вредное влияние имеют примеси катионов кальция – каждый десятый процент ионов кальция безвозвратно снижает емкость приблизительно на 10%.

Однако самыми опасными добавками для щелочного электролита являются карбонаты (2). Как видно из рис. 3 присутствие карбонатов приводит к повышению внутреннего сопротивления аккумулятора и снижению емкости аккумуляторов.

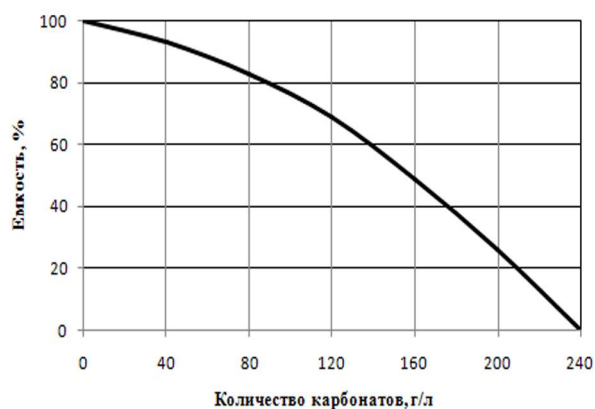


Рис. 3. Зависимость емкости щелочного аккумулятора от количества карбонатов в электролите

Опасность данных добавок заключается в том, что щелочной электролит способен поглощать углекислоту из воздуха, а также из воды и электродных материалов:



В литературе отсутствуют единые нормы максимально допустимого содержания углекислых солей в электролите. Указывают верхний предел от 30 до 90 г/л. Иностранные источники указывают максимально допустимое содержание карбонатов в растворе электролита равным 30 г/л.

Однако не все добавки в электролит являются вредными для щелочных аккумуляторов. Так, добавление к электролиту моногидрата едкого лития (LiOH) улучшает работоспособность щелочных аккумуляторов, повышая их емкость и увеличивая во много раз срок их службы.

Добавка едкого лития увеличивает емкость положительного электрода за счет лучшего использования зарядного тока, так как в присутствии лития заряд сопровождается более глубоким окислением активной массы положительного электрода. Кроме того, едкий литий препятствует структурным изменениям положительной активной массы, ведущим к снижению ее емкости. В процессе работы щелочного аккумулятора литий накапливается в положительной активной массе и препятствует стремлению окислов никеля к укрупнению частиц, снижающих емкость.

3. Добавки в кислотный электролит

При эксплуатации кислотных аккумуляторов, также происходит накопление вредных примесей. Примеси могут попадать в кислоту в процессе ее

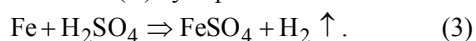
производства, при разливе и т.п., а также примеси в электролит могут поступать из электродов, сепараторов, грязных сосудов и т.п.

Марганец оказывает вредное влияние на состояние и работу аккумуляторов, он повышает саморазряд электродов обеих полярностей. Образующаяся у положительных электродов марганцевая кислота способствует сульфатации активной массы, при этом сильно снижая емкость положительных электродов.

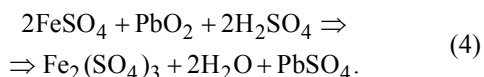
У отрицательных электродов одновременно с образованием свинцового сульфата выделяется черная пленка двуокиси марганца, которая оседая на поверхности электродов, покрывая их плохо проводящим слоем.

При больших количествах марганца в растворе электролита аккумулятор очень быстро саморазряжается – при наличии 0,025% марганца аккумуляторы в течение месяца теряют большую часть своей емкости и не поддаются заряду [2].

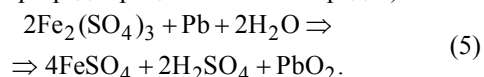
Железо является наиболее часто встречающейся примесью, опасной для свинцово-кислотных аккумуляторов. В аккумуляторах железо растворяется и переходит в железа (II) сульфат:



У положительного электрода эта соль окисляется двуокисью свинца до железа (III) сульфата, при этом активная масса положительного электрода сульфатируется (фактически происходит его разряд):

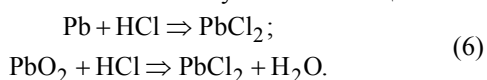


Во время заряда соль окиси железа переносится к отрицательному электроду, окисляя губчатый свинец (происходит разряд отрицательных электродов):



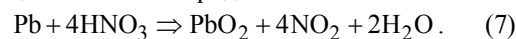
Причем при последующем разряде железо опять переносится к положительным электродам и процесс повторяется заново. Аккумуляторы, в электролите которых содержится 0,5% железа, полностью саморазряжаются в течение 10 суток.

Хлор, попадающий в электролит либо из дистиллированной воды, либо из загрязненной кислоты, вызывает значительный саморазряд. Срок службы положительных пластин сокращается вследствие коррозии основы. В результате взаимодействия соляной кислоты с двуокисью свинца образуется хлористый свинец, также образующийся и при взаимодействии соляной кислоты с губчатым свинцом:



При этом выделяются хлор и водород. Под влиянием серной кислоты хлористый свинец превращается в сульфат свинца, который закупоривает поры активной массы, мешая участию активной массы электродов в токообразующих электрохимических реакциях. Так, при наличии в кислотном электролите 0,02% соляной кислоты саморазряд аккумуляторов повышается в три раза.

Азотная кислота и окислы азота оказывают вредное влияние, в первую очередь, на активную массу отрицательных электродов, окисляя губчатый свинец до окиси. При наличии 0,001% азотной кислоты в электролите резко увеличивается саморазряд отрицательных электродов:



В тоже время в состав электролита свинцово-кислотных аккумуляторов вводят добавки, увеличивающие коэффициент использования активной массы электрода (увеличение емкости) и площадь контакта электролита с активной массой электрода (увеличение разрядных токов), а также снижающие интенсивность процессов саморазряда и увеличивающие прочность электродов.

Для улучшения характеристик положительного электрода используются сурьмяные сплавы, повышающие удельную емкость электрода. Также для этой цели используют фосфорную кислоту.

Ограничить высокую окислительную активность положительного электрода можно с помощью депассиваторов – поверхностно-активных веществ, уменьшающих вероятность образования пассивирующих пленок на поверхности кристаллов активной массы.

Для уменьшения процессов саморазряда аккумулятора в электролит вводят органические вещества – ингибиторы саморазряда. Однако их использование может привести к ухудшению разрядных свойств аккумуляторов.

Заключение

Как видно из вышесказанного, электролит является одной из основных составляющих аккумуляторов, без которой невозможно протекание токообразующих реакций. В тоже время в электролитах возможно протекание как положительных (способствующих) процессов, так и отрицательных (вредных) процессов, связанных с попаданием в электролит примесей и добавок. Поэтому специалистам, работающим с электрохимическими аккумуляторами, входящими в состав энергоустановок летательных аппаратов, необходимо знать эту информацию для того, чтобы избежать непредвиденного выхода аккумуляторов из строя.

Литература

1. Варыпаев В.Н. Химические источники тока: учебное пособие / В.Н. Варыпаев, М.А. Дасоян, В.А. Никольский. – М.: Высш. шк., 1990. – 238 с.
2. Химические источники тока: справочник / Под ред. Н.В. Коровина, А.М. Скундина. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 740 с.
3. Багоцкий В.С. Основы электрохимии: монография / В.С. Багоцкий. – М.: Химия, 1988. – 400 с.
4. Химические источники тока: сб. науч. тр. /

Всесоюз. науч.-исследовательский аккумуляторный институт. – Л.: Энергоатомиздат, 1983. – 118 с.

5. Теньковцев В.В. Основы теории и эксплуатации герметичных никель-кадмиевых аккумуляторов: монография / В.В. Теньковцев, Б.И. Центер. – Л.: Энергоатомиздат. Ленинг отд-ние, 1985. – 96 с.

6. Таганова А.А. Герметичные химические источники тока: Элементы и аккумуляторы: справочник / А.А. Таганова, Ю.И. Бубнов, С.Б. Орлов. – СПб.: Химиздат, 2005. – 264 с.

Поступила в редакцию 1.06.2010

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

ВПЛИВ ДОМІШОК ДО ЕЛЕКТРОЛІТУ НА ЄМНІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЛЕКТРОХІМІЧНИХ АКУМУЛЯТОРІВ

О.Л. Азарнов, К.В. Безручко, А.О. Давидов, В.И. Лазненко, А.А. Харченко

Розглянуто вплив різноманітних домішок на ємнісні характеристики електрохімічних акумуляторів, які використовуються у складі енергоустановок літальних апаратів. Розглянуто домішки до лужного електроліту, які призводять до зниження ємнісних характеристик акумуляторів на базі нікелю. Відзначено, що основною причиною падіння ємності лужних акумуляторів є карбонізація електроліту. Розглянуто домішки до кислотного електроліту, які призводять до зниження ємнісних характеристик свинцево-кислотних акумуляторів. Також відзначено, що на ряду зі шкідливими домішками в електроліті, є ряд домішок які сприяють працездатності електрохімічних акумуляторів.

Ключові слова: електрохімічний акумулятор, нікель-кадмієвий акумулятор, свинцево-кислотний акумулятор, ємність, внутрішній опір, домішка.

ELECTROLYTIC ADDITIVES INFLUENCE ON CAPACITIVE CHARACTERISTICS OF ELECTRO-CHEMICAL ACCUMULATORS

A.L. Azarnov, K.V. Bezruchko, A.O. Davidov, V.I. Laznenko, A.A. Kharchenko

The influence of additives of different kinds on capacitive characteristics of used in practice electro-chemical accumulators in power unit equipment for aircraft is considered. The additives to alkaline cells are paid attention since the latter result in reducing the capacity of nickel-containing accumulators. It's noted that the main reason of reducing capacitive characteristics of nickel-containing accumulators is carbonization of electrolyte. Some additives to acid electrolyte are taken into consideration as they result in reducing capacitive characteristics of lead-acid accumulators. Also, it's noted that side by side with harmful additives in electrolyte there is a number of additives that promote to the efficiency of electro-chemical accumulators.

Key words: an electro-chemical accumulator, a nickel-cadmium accumulator, a lead-acid accumulator, a capacity, an internal resistance, an additive substance.

Азарнов Александр Леонидович – старший научный сотрудник кафедры энергоустановок и двигателей космических летательных аппаратов (к. 402) Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Безручко Константин Васильевич – д-р техн. наук, проф., проректор по научно-педагогической работе Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: khai@ai.kharkov.ua.

Давидов Альберт Оганезович – канд. техн. наук, докторант к. 402 Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Лазненко Виктор Иванович – старший научный сотрудник к. 402 Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Харченко Андрей Анатольевич – научный сотрудник к. 402 Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

УДК 874.532.535(023)

Н.Г. ТОЛМАЧЕВ, В.И. РЯБКОВ

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

ПРОЯВЛЕНИЕ ТАХИОННОЙ ЭНЕРГИИ В ПРОЦЕССАХ СИНТЕЗА НОВОГО ВЕЩЕСТВА

Для реализации процессов термоядерного синтеза нового вещества предложено использовать тахион как носитель тахионной энергии ($E_{\kappa T} = E_{nT} = 7,7850123 \cdot 10^{71}$ Дж), как естественно-природный источник сверхвысокой температуры ($T_T = 6,594451 \cdot 10^{30}$ К). Доведение низкотемпературного барионного вещества до термодинамических условий его аннигиляции, осуществлено в специальной энергетической установке с помощью когерентного драйвера. Использование естественного источника сверхвысокой температуры позволило впервые осуществить ранее ненаблюдаемые процессы: из однородного вещества получить все элементы Периодической таблицы, нейтрализовать радиоактивный изотоп кобальта ^{60}Co и синтезировать сверхтяжелые атомные массы.

Ключевые слова: тахионная энергия, сверхвысокая температура, синтез нового вещества.

Введение

Традиционные источники энергии, применяемой в настоящее время, базируются на принципах протекания различных химических или ядерных реакций.

Первичные виды энергии используются или непосредственно, или преобразуются в необходимую форму, например, в электрическую.

Хорошо известна крайне низкая эффективность таких систем, их вредность для окружающей среды, опасность при эксплуатации, невозможное расходование природных ресурсов и т.д..

Использование любого вида энергии характеризуется не только её собственными параметрами, но и побочными продуктами, возникающими в процессе её реализации.

Если проанализировать наиболее распространенные способы получения энергии, то можно увидеть определенную закономерность. Суть ее состоит в следующем. Продуктами всей цепи энергетических преобразований является барионное вещество, причем конечное вещество становится, как правило, более опасным для живой природы, чем исходный энергоноситель. Это относится и к энергетике, основанной на сжигании органического топлива, и к атомной энергетике.

В настоящее время особенно остро стоит вопрос о замене существующих энергетических технологий на экологически чистые, гарантирующие сохранение биосферы. Это касается энергетики, основанной на сжигании природных запасов угля, нефти, газа, урана. Уровни получаемой из них энергии остаются незначительными, а их запасы катаст-

рофически исчерпываются.

Атомная энергетика кроме опасностей эксплуатационного характера имеет нерешенную проблему захоронения и утилизации ядерных отходов. Все меньше надежд у ученых на успешную реализацию программы управляемого термоядерного синтеза.

Гипотеза о существовании термоядерной энергии выдвинута ещё в 1926 г. англичанином А. Эддингтоном, который представил Солнце как источник энергии образуемой в процессе термоядерного синтеза двух легких ядер в одно целое с большей атомной массой. Выделяемое при этом количество энергии на много превосходит энергетический баланс деления тяжелых ядер на ядра с меньшей атомной массой.

Реакцию синтеза в земных условиях надеялись получить путем возбуждения в газообразном дейтерии линейного разряда тока силой в миллион ампер [1]. Возникающее при этом магнитное поле сжимает шнур в тонкую нить (''пинч-эффект''). По замыслу разработчиков, в момент наибольшего сжатия температура плазмы должна достигать $10^6 \dots 10^8$ градусов, необходимых для начала термоядерной реакции.

Наиболее чувствительным в свойствах высокотемпературной плазмы явилось время её удержания, что стало непреодолимым препятствием в обеспечении устойчивой и длительной работы стеллараторов и токамаков.

С изобретением лазеров появилось альтернативное направление – инерциальное удержание плазмы [2].

Воздействие большого количества мощных лазеров фокусируется на мишень, изготовленную из

термоядерного горючего. Мгновенное испарение внешнего слоя создает реактивную силу, направленную к центру, что приводит к сильному сжатию мишени и её разогреву до температуры запуска термоядерной реакции. Возникающий при этом микровзрыв, начавшись в центре мишени, распространяется наружу во внешние, более холодные, слои быстрее, чем сжатый материал разлетается в стороны. Энергия одного микровзрыва, составляет примерно 1 ГДж, что эквивалентно взрыву 250 кг тротила.

Наиболее современной установкой реализующий такие процессы является (National Ignition Facility – дословно «Национальная установка зажигания») построенная в Ливерморской национальной лаборатории им. Лоуренса в Калифорнии. Её строительство длилось 12 лет и обошлось в 4 млрд дол В ней 192 лазерных пучка со всех сторон обжимают трехмиллиметровый стеклянный шарик с термоядерным горючим. Совсем недавно, 10 марта 2009 года, было произведено тестовое включение установки на неполную мощность. Даже в этом режиме был получен рекордный световой импульс в 1,1 МДж, что в 25 раз превышает прежние достижения.

Особые надежды возлагаются на международный проект ITER, который реализуется во Франции.

В создаваемой установке общая масса реакторной части более 30 тыс. т, из них 20 тыс. т должны находиться в криостате при температуре жидкого гелия, т. е. всего лишь на четыре градуса выше абсолютного нуля. Реактор монтируется в котловане диаметром 40 м и глубиной 50 м.

Пробный запуск реактора предполагается осуществить в 2014 г., а запустить его в работу до 2037г. После обобщения накопленного опыта предусматривается создать первую экспериментальную ТЯЭС, которая должна дать ток в 2045 г.

Как видим, несмотря на все интеллектуальные усилия и огромные финансовые затраты, устойчивое получение термоядерной энергии постоянно отодвигается на неопределенное время. За восемьдесят лет в этом научном направлении основная цель (за исключением сопутствующих технологий) практически не достигнута.

Следует также иметь в виду, что при термоядерных реакциях в энергию превращается примерно одна десятая процента массы исходного вещества.

Другим важным направлением получения энергии нового вида является использование возможностей так называемого «физического вакуума» [3].

Лауреат Нобелевской премии, создатель квантовой электродинамики Р. Фейнман высказал предположение что «в вакууме, заключенном в объеме обыкновенной электрической лампочки, энергии

такое большое количество, что её хватило бы, чтобы вскипятить все океаны на Земле» [4].

В последнее десятилетие в этом вопросе намечился существенный прорыв. Исследователи космического пространства путем экспериментальной оценки распределения температуры остаточного космического излучения установили, что материя всей Вселенной состоит примерно на 4% из наблюдаемого барионного вещества, на 26% – из «темной» массы и на 70% – из «темной» энергии (рис. 1, [5]).

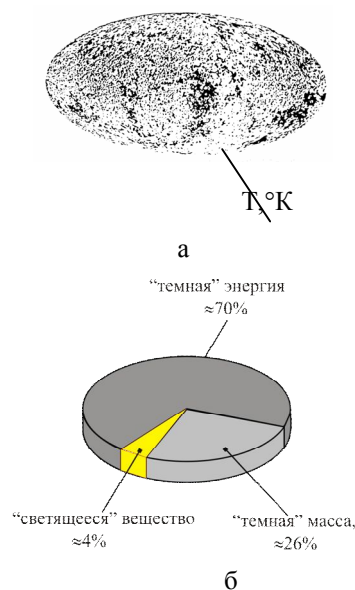


Рис. 1. Соотношение основных источников энергии: барионного вещества, «темной» массы и «темной» энергии во Вселенной:

а – распределение температур космического излучения (карты Уилкинсона), б – материальный баланс во Вселенной

Если рассматривать эти субстанции как источники энергии, то следует отметить, что носителями уже освоенных видов энергии, таких как, химическая, электромагнитная и ядерная, является компоненты наблюдаемого «светящегося» вещества, составляющего незначительную часть общего материального баланса.

Другие же субстанции этого баланса, как источники энергии, науке пока неизвестны. Поэтому проблема «темной» массы стала настолько актуальной, что ряд лабораторий Англии, Италии, Испании, Франции и США почти одновременно в 1997 – 2004 гг. наметили и реализуют большие экспериментальные программы по «поимке» частиц, характеризующих «темную» массу, и по оценке их энергетических свойств [3].

Столь пристальное внимание к новым субстанциям материального мира объясняется тем обстоятельством, что «темная» масса, которой почти в

семь раз больше, чем ныне наблюдаемого "светящегося" барионного вещества, как предполагают, обладает поистине неиссякаемым источником экологически чистой энергии. Однако по прошествию десяти лет со времени начала таких исследований, обнадеживающих результатов пока не получено.

Наиболее результативной в этом направлении исследований явилась принципиально новая гипотеза би-вещества [7], т.е. вещества образованного квантами представляющими как "светящееся" вещество, так и "темную" массу. При этом каждый из квантов обладает кинетической ($E_{кб}$, $E_{кт}$) и потенциальной ($E_{пб}$, $E_{пт}$) энергиями, а также затрачивает часть энергии ($\Delta E_б$, $\Delta E_т$) на взаимодействие с друг с другом (рис. 2).

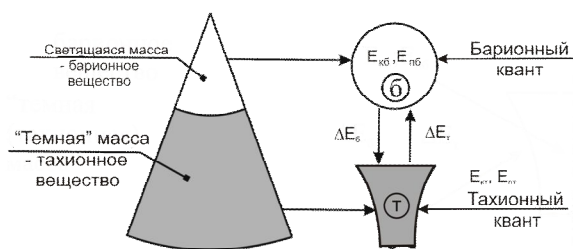


Рис. 2. Квантово-энергетическая модель би-вещества:

$E_{кб}$, $E_{кт}$ – кинетические и $E_{пб}$, $E_{пт}$ – потенциальные энергии взаимодействующих квантов; $\Delta E_б$ и $\Delta E_т$ – энергии, затрачиваемые квантами на взаимодействие; б – барионный и т – тахионный кванты

При этом под барионным квантом подразумевается минимальная порция "светящегося" вещества, которой присущи все наблюдаемые в настоящее время физические параметры, в том числе и скорости его взаимодействия, равные (или меньшие) скорости света.

Тахионный же квант идентифицирует собой "темную" массу, обладающую гравитационными свойствами, со скоростями взаимодействия, большими скорости света [8].

В работе [9] показано, что барионный квант (б) в геометрическом измерении имеет форму сферы, как наиболее консервативной с точки зрения энергообмена, тогда как форма тахионного кванта (т) представляет собой псевдосферу, как наиболее приспособленную к энергообмену.

На основе такой модели, а также использования основных законов классической механики и первых двух начал термодинамики в работах [7, 9] сформированы квантово-энергетические модели позволившие все физические параметры несветящегося кванта, такие, как масса, плотность и температура, скорость передачи взаимодействий и т.п., представить в виде их энергетических эквивалентов, через значения $E_{кб}$, $E_{пб}$, $E_{кт}$, $E_{пт}$, $\Delta E_б$ и $\Delta E_т$.

С помощью таких моделей установлено следующее:

– тахион действительно имеет все признаками вещества, т.е имеет массу, плотность и другие физические параметры (табл. 1);

Таблица 1

Энергетические и некоторые другие параметры носителя тахионной энергии

Физические параметры	Размерность	Численные значения
Энергии: – кинетическая – потенциальная – работа	Дж	$E_{кт}=7,7850123 \cdot 10^{71}$ $E_{пт}=7,7850123 \cdot 10^{71}$ $\Delta E_т=2,246108 \cdot 10^{-21}$
Радиус взаимодействия	м	$R_т=1,9885362 \cdot 10^{-9}$
Давление	Па	$P_т=285648,19$
Масса	кг	$M_т=2,786545 \cdot 10^{-41}$
Плотность	кг/м ³	$\rho_т=3,5437745 \cdot 10^{-15}$
Температура	К	$T_т=6,59445166 \cdot 10^{30}$

– по энергетическим свойствам, т.е по величине кинетической и потенциальной энергий, тахион обладает колоссальной энергией $E_{кт}=E_{пт}=7,7850123 \cdot 10^{71}$ Дж, которую и принято называть тахионной.

Таким образом на основе квантово-энергетических моделей получены численные значения параметров носителя тахионной энергии, т.е. тахиона, который, может выступать и как источник сверхвысокой температуры ($T_т=6,59445166 \cdot 10^{30}$ К).

Кроме того, с помощью этих же моделей [7], [9] получены два порога аннигиляции исходного вещества, которые в термодинамических параметрах имеют следующие значения:

$$\begin{aligned} &\text{– первый порог} \begin{cases} T_б = 6,4 \cdot 10^4 \text{ К} \\ P_б = 20000 \text{ Па} \end{cases} \\ &\text{– второй порог} \begin{cases} T_б = 3,1 \cdot 10^9 \text{ К} \\ P_б = 30 \text{ Па} \end{cases} \end{aligned}$$

Полученные таким образом результаты создали необходимые предпосылки для принципиально нового подхода в реализации процессов фундаментального преобразования вещества.

1. Постановка задачи исследований

Принципиально отличительная постановка данной научной работы заключается в том, чтобы для первого этапа реализации термоядерного синтеза использовать естественный источник сверхвысокой температуры – тахионный квант "темной" массы.

В природе имеется ряд источников высокой и сверхвысокой температуры. К ним относятся ядро и поверхность Солнца, ядра Земли и Юпитера и даже мощная взрывчатка (рис. 3).

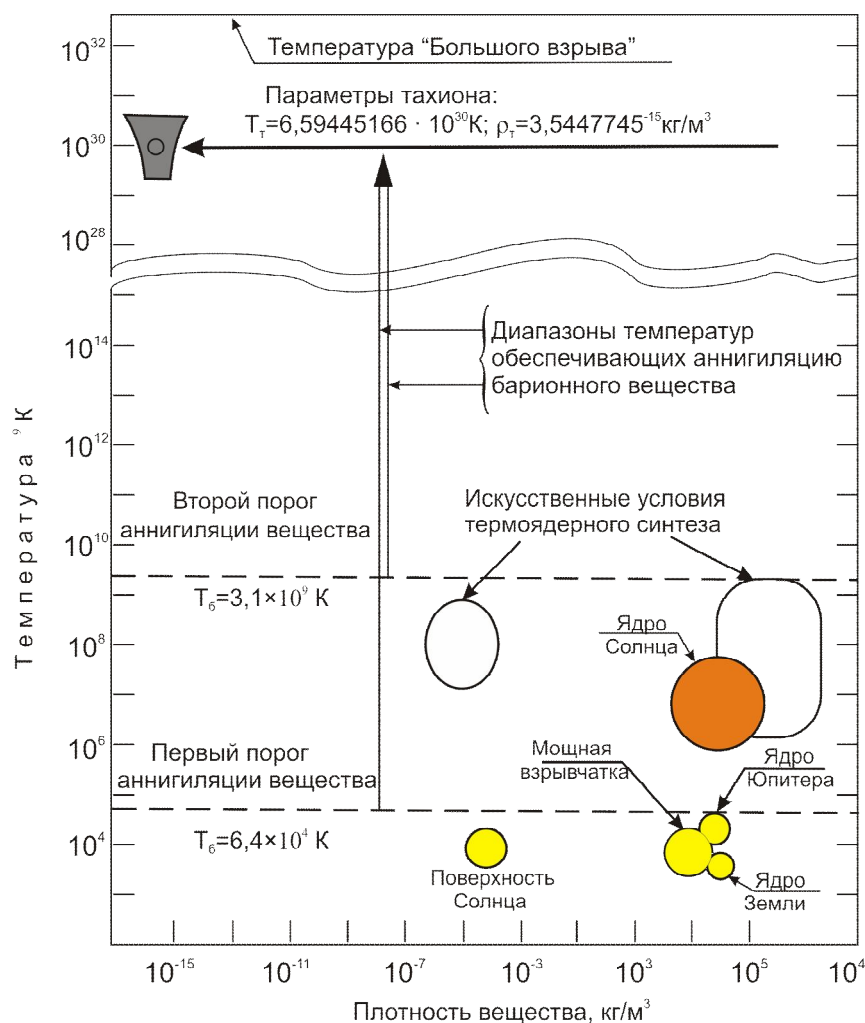


Рис. 3. Пороги аннигиляции вещества и естественные источники сверхвысоких температур для их реализации

Как вытекает из данных приведенных на рис. 3 названные источники могут обеспечить условия аннигиляции по первому порогу температуры ($T_6 = 6,4 \cdot 10^4$ K), тогда как второй порог ($T_6 \geq 3,1 \cdot 10^9$ K) им недоступен.

Выше второго порога аннигиляции вещества (причем существенно выше) находится тахион, температура которого ($T_T = 6,5944166 \cdot 10^{30}$ K) всего лишь на два порядка ниже температуры "Большого взрыва".

Как видим, существует диапазон естественных температур от второго порога ($T_6 = 3,1 \cdot 10^9$ K) до температуры тахионного кванта ($T_T = 6,5944166 \cdot 10^{30}$ K), который можно использовать на начальном этапе преобразования вещества.

С учетом приведенных факторов, основная задача данной работы состоит в том, чтобы для реализации реакций термоядерного синтеза использовать не 192 лазера, обеспечивающих всего лишь $1,5 \cdot 10^8$ K, а естественный источник сверхвысокой температуры — тахион с его $T_T = 6,5944166 \cdot 10^{30}$ K.

2. Решение поставленной задачи

Как уже оговаривалось, согласно данным работы [7], барионный квант би-вещества представляет собой сферу, а тахионный — псевдосферу (рис. 4), т.е. источник сверхвысокой температуры тахион находится на нанорасстояниях от барионного кванта ($R_6 = 3,3388079 \cdot 10^{-9}$ м).

С учетом такого расположения основных объектов в веществе решение поставленной задачи может быть осуществлено путем совмещения пространств барионного и тахионного квантов дозированным воздействием на барионный квант (рис. 4).

В возникшей ситуации часть массы барионного кванта приобретает сверхвысокую температуру ($T_6 \gg 3,1 \cdot 10^9$ K).

Такая операция в данной установке предложено осуществлена с помощью когерентного драйвера, обеспечившего весьма высокую плотность пучка электронов ($j = 10^{12}$ А/м²) пока недоступную ныне существующим установкам подобного типа (рис. 4).

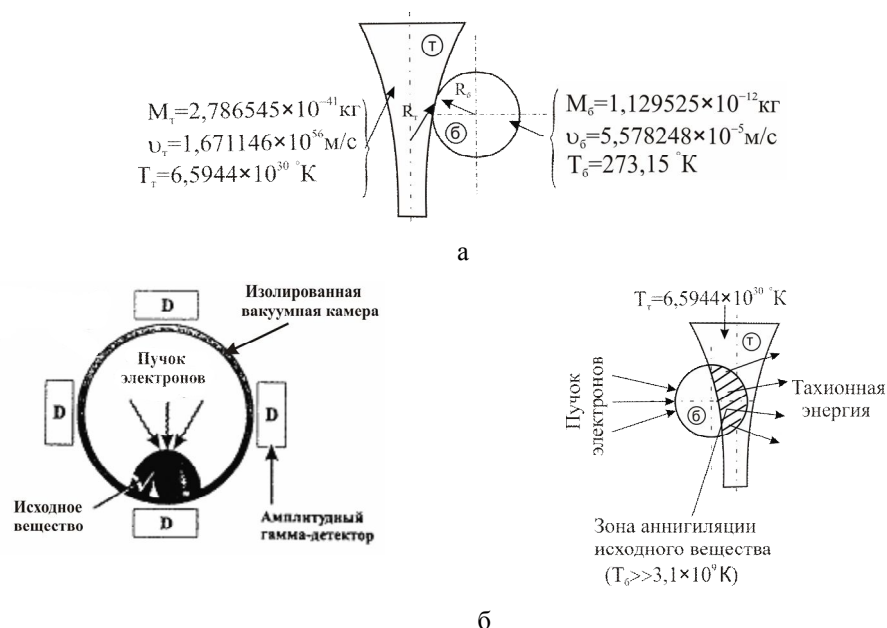


Рис. 4. Схема обеспечения аннигиляции барионного вещества в энергетической установке:
а – исходное взаимодействие барионного (б) и тахионного (т) квантов, б – взаимодействие квантов после воздействия когерентного драйвера в вакуумной камере энергоустановки

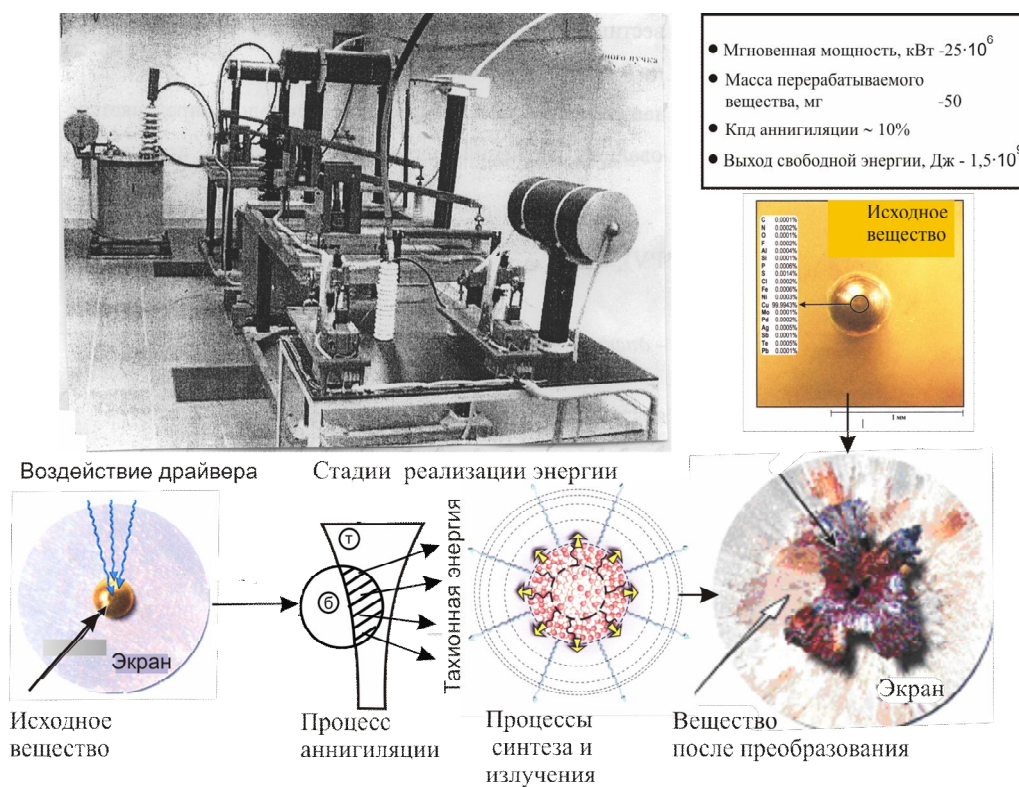


Рис. 5. Энергетическая установка и схема реализации процессов синтеза аннигиляции исходного и синтез нового вещества

Пучок электронов когерентного драйвера ударным способом воздействует на исходное вещество, вдавливая барионное вещество в область тахионного кванта с его сверхвысокой температурой (рис. 4. б)

Процесс совмещения квантов реализован в экспериментальной установке приведенной на рис. 5 [10].

В этой энергоустановке под воздействием когерентного драйвера квант барионного вещества преодолевает давление тахионного кванта и частично совмещается с его пространством.

При этом масса барионного кванта приобретает скоростные характеристики тахионного кванта

($v_t = 1,671146 \cdot 10^{56}$ м/с), что и является первопричиной выделения тахионной энергии.

Наиболее характерным признаком такой энергии является избыток нейтронов образующихся в

процессе её выделения, что наглядно проявляется в изменении изотопного состава вещества. Подтверждением такого утверждения служат данные приведенные на рис. 6.

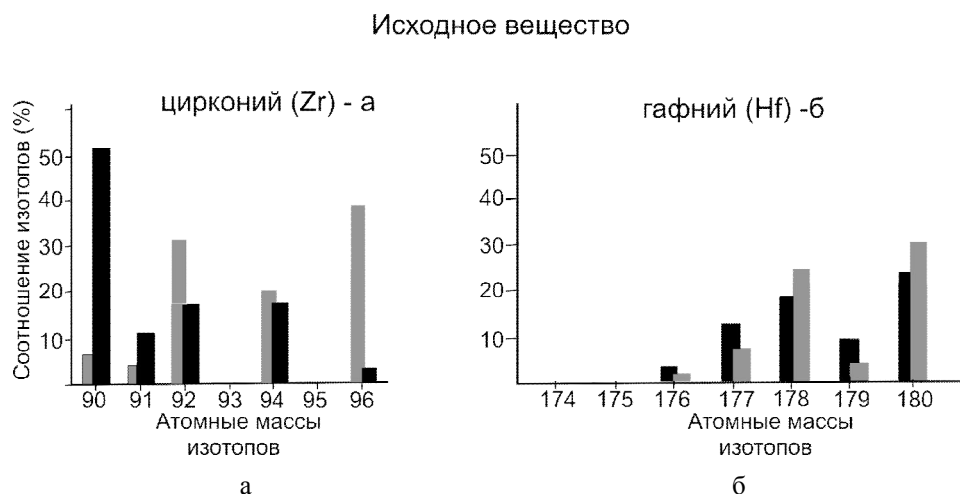


Рис. 6. Изменение соотношений изотопов циркония (а) и гафния (б):

■ – природное распределение;
 ■ – распределение после переработки в энергетической установке

Здесь показано соотношение изотопов циркония и гафния, имеющее место а природном распространении с их распределением возникшем в процессе термоядерного синтеза при сверхвысокой температуре начального этапа.

Очевидно что распространенность изотопов с $A = 90$ и $A = 91$ в условиях воздействия тахионной энергии снижается, тогда как изотопы циркония с увеличенной массой имеют существенно большую повторяемость по сравнению с их природным соотношением.

Следует отметить, что при анализе исходного вещества помещаемого в энергетическую установки и вещества образовавшегося в процессах синтеза, использованы такие хорошо зарекомендовавшие себя методы как:

- микрорентгеноспектральный анализ;
- оже-электронная спектроскопия;
- масс-спектрометрия;
- обратное резерфордское рассеяние альфа-частиц и протонов.

Способность тахионной энергии обеспечивать избыток нейтронов реализована и в процессе преобразования радиоактивных изотопов в устойчивые элементы, о чем свидетельствуют данные, приведенные в табл. 2.

В качестве исходного вещества для переработки в энергоустановку помещался радиоактивный ^{60}Co . В рабочей зоне под воздействием когерентного драйвера обеспечивались необходимые термодинамические условия и осуществлялась его аннигиляция.

Если судить о количественной стороне процесса по данным табл. 2, то можно прийти к выводу о том, что за 3 – 4 перехода радиоактивный ^{60}Co полностью превращается в устойчивые элементы барионного вещества, поскольку у процессов, связанных с тахионной энергией, нет недостатка в нейтронах.

Таблица 2
 Снижение радиоактивности ^{60}Co
 в условиях разового тахионного импульса

^{60}Co , образцы, номер	Снижение гамма-активности, %	^{60}Co , образцы, номер	Снижение гамма-активности, %
2397	47,6	2534	29,5
2398	10,7	2558	22,9
2425	24,6	2588	46,5
2426	17,0	2600	33,3
2479	2,2	2769	28,9
2481	22,8	2770	36,4

Этот факт следует рассматривать как уникальное явление, поскольку тахионный вид энергии может быть использован при переработке радиоактивных изотопов в устойчивые элементы пригодные к повторному использованию.

Избыток нейтронов, образующихся в процессе выделения тахионной энергии, позволяет реализовать ряд уникальных ранее не наблюдаемых процессов образования нового вещества.

Из приведенных данных следует, что из чистой меди с помощью предложенной энергоустановки (рис. 6) получены практически все известные элементы от водорода до урана.

Обращает на себя внимание и тот факт, что атомные массы вновь образовавшихся элементов, т.е. не входивших в примеси исходного вещества, в 2...3 раза превышают атомную массу меди. Это означает, что средневзвешенная концентрация нейтронов в тяжелых вновь образовавшихся ядрах может возрасти на 10 – 20% по сравнению с ядрами исходного вещества. Такой результат стал предпосылкой для обнаружения в продуктах преобразования вещества сверхтяжелых атомных масс (рис. 9).

Упругое рассеяние альфа-частиц с энергией 27.2 МэВ и ионов $^{14}\text{N}^{++}$ с энергией 8.7 МэВ от синтезированного вещества показало, что в данных экспериментах наблюдаются события, которые можно отнести к процессам упругого рассеяния ионов $^{14}\text{N}^{++}$ и альфа-частиц на сверхтяжелых ядрах ($A = 311...410$).

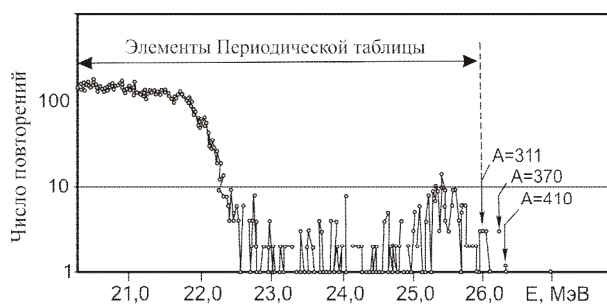


Рис. 9. Атомные массы, обнаруженные методом рассеяния альфа-частиц после преобразования чистой меди (Cu-99,99%) в энергетической установке (рис. 6)

Ошибки в определении вновь образовавшихся атомных масс рассчитывались из величины полного разброса энергий (табл. 3).

Таблица 3

Параметры регистрации упругого рассеянных альфа-частиц и ионов $^{14}\text{N}^{++}$ от синтезированного вещества

Номер образца, исходный материал	Тип частиц, угол рассеяния	Энергия частиц (ионов), МэВ		Наблюдаемая атомная масса, А.е.м
		ускоренные	рассеянные	
№9 Cu	α -частицы 135 ^м	27,2	26,0	311_{-86}^{+190}
			26,2	370_{-120}^{+280}
			26,3	410_{-140}^{+420}
№8163 Cu	$^{14}\text{N}^{++}$ 120 ^м	8,7	7,6	327_{-80}^{+145}
			8,3	$865_{-395}^{+\infty}$
№37 Cu	$^{14}\text{N}^{++}$ 150 ^м	8,7	7,5	340_{-75}^{+130}

Кроме замеров приведенных выше (осуществленных в ИЯИ НАНУ), оценка процессов преобразования вещества осуществлялись и в НИИ НПО “Луч” (Россия) методом масс – спектрометрического анализа на приборе Finnegan MAT-262 и в США Sims-методом, которые также подтвердили наличие в синтезированном веществе атомных масс, не поддающихся идентификации современными каталогами.

Выводы

1. Впервые для реализации процессов образования нового вещества предложено использовать носитель тахионной энергии – тахион, обладающий колоссальной энергией ($E_{\text{кт}}=E_{\text{тп}}=7,7850123 \cdot 10^{71}$ Дж) и сверхвысокой температурой ($T_{\text{т}}=6,59445166 \cdot 10^{30}$ °К).

2. Реакция аннигиляции исходного вещества протекающая с помощью естественно-природного источника температуры реализована в энергетической установке путем совмещения пространств барионного и тахионного квантов пучком электронов генерируемых когерентным драйвером, что приводит в начале к аннигиляции исходного вещества с последующим синтезом нового вещества и частичным выделением тахионной энергии.

3. Отличительной особенностью термоядерных процессов реализуемых на основе использования естественно-природного источника сверхвысоких температур является избыток нейтронов, образующихся при выделении тахионной энергии.

Избыток этих микрочастиц позволил реализовать ранее ненаблюдаемые результаты:

– из однородного вещества (чистой меди) синтезировать все элементы Периодической таблицы в том числе лантаноиды, кислород и т.п.;

– впервые осуществить процесс преобразования радиоактивного кобальта ^{60}Co в устойчивые элементы пригодные к повторному использованию;

– синтезировать сверхтяжелые атомные массы с $A = 311, 327, 340, 370, 410...$ отсутствующие во всех известных каталогах и требующие своей идентификации.

4. Полученные результаты свидетельствуют о том, что использование естественного источника сверхвысокой температуры ($T_{\text{т}}=6,594451 \cdot 10^{30}$ °К) для реакций синтеза является продуктивным направлением применения экологически чистой тахионной энергии в практических целях..

Литература

1. Арцимович Л.А.. Управляемые термоядерные реакции / Л.А. Арцимович. – М.: Наука, 1963. – 462 с.

2. Летохов В.С. Селективное действие лазерного излучения на вещество / В.С. Летохов // УФН. – М., 1978. – Т. 125, кн. 1. – 348 с.
3. Shalyapin P.M. Физический квантовый вакуум как источник электромагнитной энергии / P.M. Shalyapin // Новая энергетика. – С-Пб., 2002. – Вып. 6 (9). – С. 14-23.
4. Фейнман Р. Квантовая электродинамика – странная теория света и вещества / Р. Фейнман. – М.: Наука, 1988. – 144 с.
5. Ксанфомалити Л. Темная Вселенная / Л. Ксанфомалити // Наука и жизнь. – 2005. – № 5. – С. 58-68.
6. Ройзен Н. Новый сюрприз Вселенной: темная энергия / Н. Ройзен // Наука и жизнь. – 2008. – № 3. – С. 52-68.
7. Толмачев Н.Г. Гипотеза би-вещества как источника тахионной энергии / Н.Г. Толмачев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 5 (52). – С. 77-84.
8. Толмачев Н.Г. Тахионная энергия. Условия и особенности её проявления / Н.Г. Толмачев // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии – Х.: НАКУ «ХАИ», 2008. – Вып. 40. – С. 220-228.
9. Баращенко В.С. Тахионы. Частицы, движущиеся со скоростями больше скорости света / В.С. Баращенко // УФН. – 1974. – Т. 114. – С. 218-244.
10. Creating and using of superdense micro-beams of subrelativistic electrons / V.I. Vysotskii, S.V. Adamenko, V.A. Stratienco, N.G. Tolmachev // Nuclear Instruments and Methods in Physics Research, Section A: Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment, Issue: 1, November 21, 2000. – Vol. 455. – P. 123-127.

Поступила в редакцию 28. 05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Трофимов, Авиационный научно-технический комплекс «Антонов», Киев.

ПРОЯВ ТАХІОННОЇ ЕНЕРГІЇ В ПРОЦЕСАХ СИНТЕЗУ НОВОЇ РЕЧОВИНИ

М.Г. Толмачев, В.І. Рябков

Для реалізації процесів термоядерного синтезу нової речовини запропоновано використовувати тахіон як носій тахіонної енергії ($E_{\text{кт}}=E_{\text{пт}}=7,7850123 \cdot 10^{71}$ Дж), як природне джерело надвисокої температури ($T_1=6,594451 \cdot 10^{30}$ К). Доведення низькотемпературної баріонної речовини до термодинамічних умов її анігіляції, здійснено в спеціальній енергетичній установці за допомогою когерентного драйвера. Використання природного джерела надвисокої температури дозволило вперше здійснити раніше неспостережувані процеси: з однорідної речовини одержати всі елементи Періодичної таблиці, нейтралізувати радіоактивний ізотоп кобальту ^{60}Co і синтезувати надважкі атомні маси.

Ключові слова: тахіонна енергія, надвисока температура, синтез нової речовини.

TAHYON ENERGY MANIFESTATION IN NEW SUBSTANCE SYNTHESIS

N.G. Tolmachev, V.I. Ryabkov

For new substance thermonuclear synthesis realization, it is offered to use tahyon as a tahyon energy carrier ($E_{\text{кт}}=E_{\text{пт}}=7.7850123 \cdot 10^{71}$ J), as natural source of ultrahigh temperature ($T_1=6,594451 \cdot 10^{30}$ K). Leading of low-temperature baryon substances up to its annihilation thermodynamic conditions, is carried out in special power installation with the help of the coherent driver. Use of a natural source of ultrahigh temperature has allowed for the first time to carry out earlier not observable processes: obtain all elements of the Periodic table from homogeneous substance, neutralize a radioactive isotope of cobalt ^{60}Co and to synthesize superheavy nuclear masses.

Key words: tahyon energy, ultrahigh temperature, synthesis of new substance.

Толмачев Николай Григорьевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Рябков Виктор Иванович – д-р техн. наук, проф., Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

УДК 629.179.13

С.В. ЕПИФАНОВ, Б.А. ЩЕРБАНЬ

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

СРАВНИТЕЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КРИТЕРИЕВ ТРЕНДА ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГТД

В данной работе предложена методика исследования свойств критериев тренда параметров рабочего процесса ГТД. В качестве показателей эффективности рассматриваются быстродействие и точность работы критериев. При этом учитывается влияние таких факторов, как темп тренда, размер интервала до начала тренда и дисперсия выборки случайной величины. Представлены результаты исследования с помощью данной методики ряда критериев тренда, рассмотрены их преимущества и недостатки. Сформулированы требования, которым должен отвечать универсальный критерий тренда.

Ключевые слова: диагностика технического состояния ГТД, тренд, выборка, дисперсия, аппроксимация, экспоненциальное сглаживание, фильтрация, выброс, критерий, гипотеза, быстродействие, запаздывание, обнаружение.

Введение

Направление параметрической диагностики, рассматривающее проблему раннего выявления тенденции к устойчивому изменению параметров, называется тренд-анализом. Тренд-анализ заключается в математической обработке выборок параметров рабочего процесса путем расчета статистических критериев и сравнения их с допустимыми пороговыми значениями для проверки двух альтернативных гипотез: наличия и отсутствия тренда. Можно выделить три основных метода решения задач тренд-анализа: оценка случайности расхождения между заданным математическим ожиданием и выборочным средним, оценка принадлежности двух выборок одной генеральной совокупности и выявление закономерности в последовательности данных.

Правильность оценки технического состояния ГТД, полученной в ходе анализа трендов, во многом зависит от таких свойств математических критериев, как быстродействие (скорость обнаружения тренда после его возникновения) и рассеивание математического ожидания времени срабатывания. Наиболее эффективным является критерий, который способен с высокой точностью выявить тренд параметров на ранней стадии развития неисправности. В то же время этот критерий должен иметь малую вероятность ложных срабатываний в ситуации, когда тренда нет. Поэтому для разработки критериев, предназначенных для практического применения, необходима методика анализа всех свойств альтернативных критериев и выбора критерия, наилучшего в заданных условиях применения. Данная статья направлена на создание такой методики и является развитием предыдущих работ одного из авторов [4]. Эффективность данной методики рассмотрена на примере исследования че-

тырех наиболее часто встречающихся критериев статистического оценивания тренда:

– интегрального S-критерия [1, 3]

$$S_i = \sum_{k=1}^i (Y_k - \bar{Y}_k) > S_{KPi}; \quad (1)$$

– r-критерия Хальда-Аббе [1, 3]

$$r_k = \frac{1}{2(n-1)} \frac{\sum_{k=1}^{n-1} (Y_{k+1} - Y_k)^2}{\frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (Y_k - \bar{Y})^2} < r_{KPk}; \quad (2)$$

– t-критерия Стьюдента [1–3]

$$t_i = \frac{\bar{d}_i}{S_{\bar{d}}} > K_{\alpha} t_{KP(i-1;\alpha)}; \quad (3)$$

– критерия ранговой корреляции Спирмена [1, 3]

$$t_i = |r_s| \sqrt{\frac{n-2}{1-r_s^2}} > t_{KPi-2;\alpha}. \quad (4)$$

В качестве метода исследования используется имитационное моделирование: 1) генерирование значений параметров ГТД, имитирующих их отклонения от нормальных значений, рассчитанные по результатам их эксплуатационной регистрации; 2) обработка этих данных с помощью алгоритмов, реализующих рассматриваемые критерии тренда; 3) анализ полученных результатов.

1. Формирование и обработка данных

1.1 Учет факторов, влияющих на эффективность критериев тренда

В работе [4] предложена методика оценки быстродействия критерия в зависимости от безразмер-

ной характеристики анализируемого процесса $3\sigma/a$. Влияние размера участка до начала тренда k_0 не исследовалось. Поэтому представленные результаты могут соответствовать различным значениям k_0 , что затрудняет их практическое использование.

Предлагаемая нами методика предназначена для оценки не только быстродействия, но и рассеивания математического ожидания времени срабатывания. Помимо этого, оценено влияние размера участка до начала тренда k_0 . Диапазон исследуемых значений k_0 составлял от 15 до 60.

1.2 Предварительная обработка выборки

Реальные выборки параметров рабочего процесса характеризуются возможностью наличия выбросов – значительных (выше допустимого уровня) отклонений от нормы, с последующим возвращением в поле допуска. Поэтому рассмотренные в данной работе алгоритмы тренд-анализа включают не только обнаружение тренда, но и предварительное выявление выбросов. Это еще одно их существенное отличие от рассмотренных ранее алгоритмов.

Как правило, математическая структура критериев тренда сформирована с целью обнаружения любого отклонения от нормы. Поэтому возникает большая вероятность ложного срабатывания вследствие того, что критерий не в состоянии отличить выброс параметра от его тренда. Но даже в том случае, если критерию удастся обнаружить тренд на неотфильтрованной выборке, его показатели быстродействия будут значительно хуже, чем если бы выборка была предварительно обработана.

Высокую эффективность имеет фильтрация «грубых» выбросов методами Греббса или Смирнова-Греббса.

Метод Смирнова-Греббса заключается в том, что «плавающая» выборка $Y_1...Y_n$ ранжируется по возрастанию, определяются минимальное $Y_{\min}$ и максимальное $Y_{\max}$ значения и вычисляются соответствующие им значения V-статистики:

$$V_{\min} = \frac{\bar{Y} - Y_{\min}}{S}; \quad V_{\max} = \frac{Y_{\max} - \bar{Y}}{S}, \quad (5)$$

где $\bar{Y}_i = \frac{1}{i} \sum_{k=1}^i Y_k$ – выборочное среднее значение;

$S = \sqrt{\frac{1}{i-1} \sum_{k=1}^i (Y_k - \bar{Y}_i)^2}$ – выборочное среднеквадратическое отклонение.

Вычисленные значения V-статистики сравниваются с пороговым значением $V_{\text{ГР}}$, зависящим от

вероятности ложных решений α и числа значений в «плавающей» выборке [5, 6]. Проверяется гипотеза о том, что $Y_{\min}$ или $Y_{\max}$ принадлежат выборке. В случае, если $V_i > V_{\text{ГР}}$, данная гипотеза отвергается, а соответствующее значение исключается из рассмотрения. После этого рассматривается новая последовательность, в которой отсутствуют исключенные значения, и повторяется проверка принадлежности максимального или минимального значения выборке.

Принципиальное отличие метода Греббса от метода Смирнова-Греббса состоит в том, что из расчета минимального и максимального значений V-статистики исключаются минимальное Y_1 и максимальное Y_n значения вариационного ряда. Принадлежность проверяемого значения выборке проверяется путем сравнения сумм квадратов отклонений от среднего исходной и сокращенной (без крайних элементов) выборок:

$$V_{\min} = \frac{\sum_{i=2}^n (Y_{(i)} - \underline{Y}_1)^2}{\sum_{i=1}^n (Y_{(i)} - \bar{Y})^2}; \quad (6)$$

$$V_{\max} = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} (Y_{(i)} - \bar{Y}_1)^2}{\sum_{i=1}^n (Y_{(i)} - \bar{Y})^2}, \quad (7)$$

где $\bar{Y}_1 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{n-1} Y_{(i)}$ – среднее по выборке без Y_n ;

$\underline{Y}_1 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=2}^n Y_{(i)}$ – среднее без Y_1 .

Затем, как и в методе Смирнова-Греббса, вычисленные значения V-статистики сравниваются с пороговым значением $V_{\text{ГР}}$, зависящим от вероятности ложных решений α и числа значений в «плавающей» выборке [5, 6].

1.3 Методика сбора статистических данных

С целью выявления исследуемых свойств рассмотренных критериев было сформировано большое количество статистических данных. Результат для каждого из значений расстояния до начала тренда и темпа изменения функции получен на основании статистики, собранной со 100 выборок. Экспериментально доказано, что увеличение количества выборок свыше 100 итераций нецелесообразно, поскольку не оказывает существенного влияния на результат.

Выборки параметров имитировались с помощью генератора случайных чисел с нормальным законом распределения. Поскольку сравнение

свойств различных критериев корректно лишь при равных условиях, дисперсия во всех случаях принималась постоянной, а пороговый уровень для каждого из критериев настраивался на вероятность ложного срабатывания критерия в случае отсутствия тренда $\varepsilon = 5\%$. Исследование проводилось для наиболее распространенных в ГТД видов тренда параметров: линейного, квадратичного, экспоненциального и скачкообразного. Программное обеспечение реализовано на языке программирования Fortran_v6.6, а результаты визуализировались с помощью редактора Microsoft Excel.

2. Анализ полученных результатов

Из рис. 3, 4 очевидно, что темп нарастания тренда a оказывает большее влияние на свойства критерия, чем размер интервала до начала тренда k_0 (рис. 1, 2).

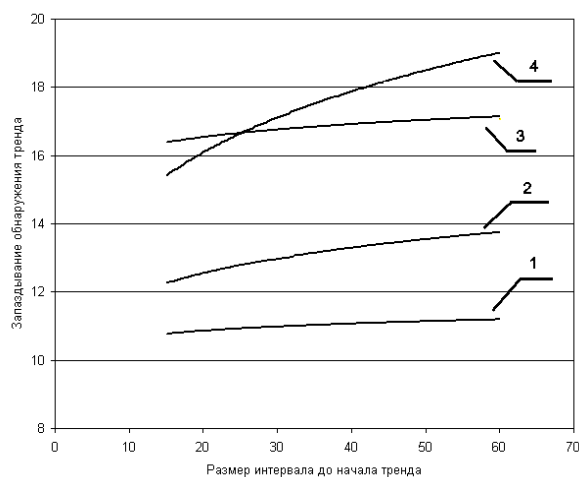


Рис. 1. Влияние размера интервала до начала тренда на запаздывание критерия:

- 1 – γ -критерий Хальда-Аббе; 2 – интегральный S-критерий; 3 – t-критерий Стьюдента; 4 – критерий ранговой корреляции Спирмена

Размер интервала до начала тренда k_0 хоть и в меньшей степени, но также оказывает влияние на свойства критерия. С ростом интервала увеличивается не только вероятность ложного срабатывания, но и показатель рассеивания. Это особенно проявляется при рассмотрении параметрических критериев (например, интегрального S-критерия) и связано с тем, что по мере увеличения числа измерений растет значение допустимого порогового уровня. Показатель быстродействия критерия от размера интервала до начала тренда практически не зависит.

Наилучшие показатели быстродействия и рассеивания продемонстрировали интегральный S-критерий и γ -критерий Хальда-Аббе. Эти критерии имеют сравнительно простую структуру, и одинаково

успешно могут быть применены при исследовании всех рассмотренных видов тренда (как видно на графиках, линии этих критериев практически совпадают). При этом стоит заметить, что структура γ -критерия Хальда-Аббе ограничивает применение к исследуемой выборке экспоненциального сглаживания, поскольку это приводит к увеличению количества ложных срабатываний.

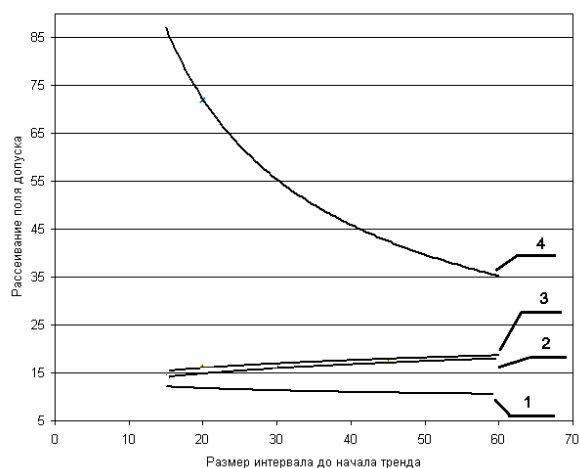


Рис. 2. Влияние размера интервала до начала тренда на точность работы критерия:

- 1 – γ -критерий Хальда-Аббе; 2 – интегральный S-критерий; 3 – t-критерий Стьюдента; 4 – критерий ранговой корреляции Спирмена

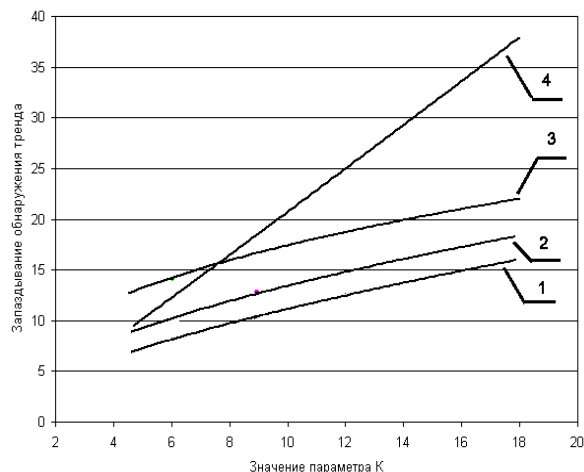


Рис. 3. Влияние параметра тренда $K = 3\sigma / a$ на запаздывание критерия:

- 1 – γ -критерий Хальда-Аббе; 2 – интегральный S-критерий; 3 – t-критерий Стьюдента; 4 – критерий ранговой корреляции Спирмена

Но интегральный S-критерий, несмотря на вышеуказанный недостаток, позволяет вести анализ тенденций непосредственно с момента начала регистрации параметра, в то время как пороговый уровень γ -критерия Хальда-Аббе позволяет начинать исследование только с четвертого шага.

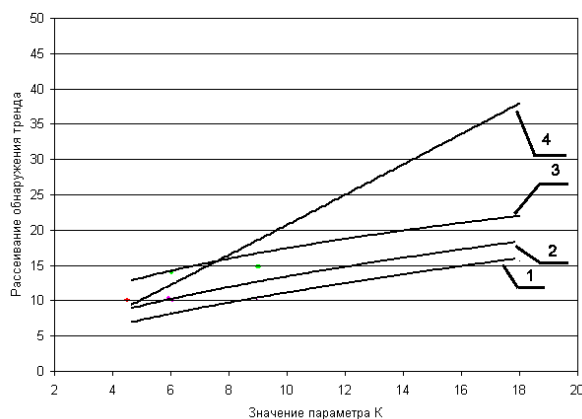


Рис. 4. Влияние параметра тренда $K = 3\sigma / a$ на точность критерия:

- 1 – γ -критерий Хальда-Аббе; 2 – интегральный S-критерий; 3 – t-критерий Стьюдента; 4 – критерий ранговой корреляции Спирмена

t-критерий Стьюдента несколько уступает первым двум критериям по быстродействию и рассеиванию времени срабатывания, но также может быть использован для исследования всех видов тренда. Сравнивая исследуемую выборку с выборкой, не имеющей тренд, данный критерий может с высокой точностью констатировать факт наличия или же отсутствия в ней тренда параметров.

Как и γ -критерий Хальда-Аббе, t-критерий является непараметрическим, и его пороговый уровень не зависит от дисперсии исследуемой случайной величины.

Данное обстоятельство было выявлено при исследовании влияния дисперсии случайной величины на быстродействие и точность срабатывания критериев тренда.

В интегральном S-критерии значение дисперсии учитывается при расчете порогового уровня. Поэтому при исследовании выборки с большей дисперсией критерий получает больший диапазон допустимых значений (рис. 5). В этом состоит не только недостаток этого критерия, но и его преимущество: расширение диапазона снижает вероятность ложного срабатывания критерия.

Пороговый уровень γ -критерия Хальда-Аббе (рис. 6) и t-критерия Стьюдента зависит от принятой вероятности ошибки, но не зависит от дисперсии случайной величины.

Это приводит к тому, что критерии обнаруживают выборку с большими значениями дисперсии в области с меньшим допустимым пороговым уровнем. Дальнейшее увеличение дисперсии делает невозможным обнаружение тренда. На рис. 7 показана обобщенная зависимость быстродействия критериев от дисперсии случайной величины, выражаемой через параметр $K = 3\sigma / a$.

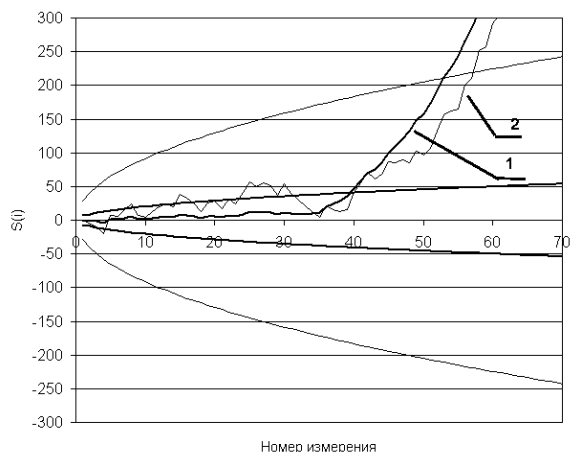


Рис. 5. Влияние дисперсии случайной величины на свойства интегрального s-критерия:

- 1 – $\sigma = 3$; 2 – $\sigma = 5$

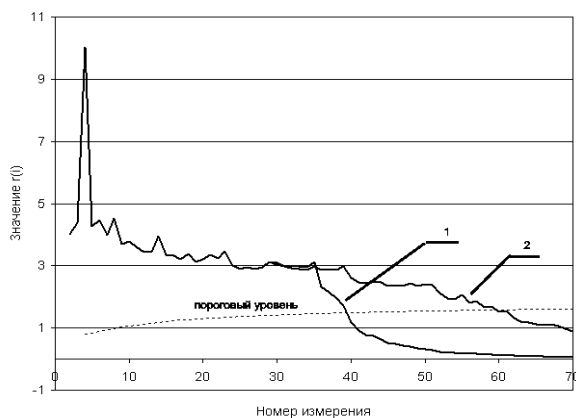


Рис. 6. Влияние дисперсии случайной величины на свойства γ -критерия Хальда-Аббе:

- 1 – $\sigma = 3$; 2 – $\sigma = 5$

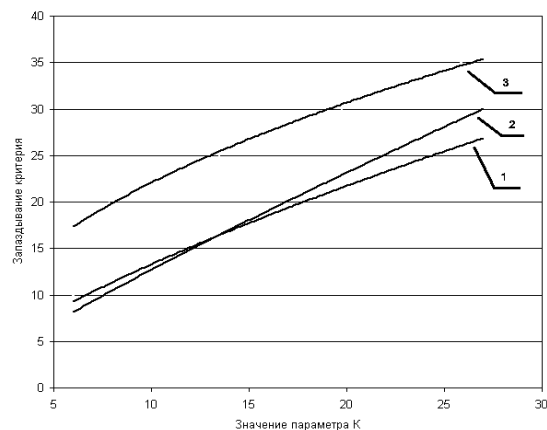


Рис. 7. Влияние параметра $K = 3\sigma / a$ на свойства рассмотренных критериев:

- 1 – интегральный S-критерий; 2 – γ -критерий Хальда-Аббе; 3 – t-критерий Стьюдента

Критерий Спирмена, имеющий достаточно сложную структуру, показал при этом значительное рассеивание, выходящее за пределы принятого поля допуска. Эти обстоятельства делают невозможным

применение данного критерия при решении задач технической диагностики ГТД.

Заклучение

Проделанный анализ позволил выявить преимущества и недостатки различных структур и видов критериев тренда. На основании этих данных сформулированы требования, которым должен отвечать перспективный универсальный критерий анализа тенденций. Разрабатываемый критерий должен решать задачу тренд-анализа путем оценки случайности расхождения между заданным математическим ожиданием и выборочным средним – данный метод продемонстрировал наибольшую эффективность. Критерий должен быть параметрическим, то есть учитывающим дисперсию случайной величины. Методика анализа должна быть адаптирована к реальной выборке, необходимо устранение выбросов и снижение зашумления исследуемой выборки.

Литература

1. Закс Л. *Статистическое оценивание* / Л. Закс. – М.: Статистика, 1977. – 425 с.
2. Корн Г. *Справочник по математике для научных работников* / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1984. – 833 с.
3. *Основные результаты научно-технической деятельности: сборник научных работ.* – Одесса: ОАО «Элемент», 2008. – 293 с.
4. *Синтез систем управления и диагностики газотурбинных двигателей* / С.В. Епифанов, В.Л. Кузнецов, И.Н. Богаенко и др. – К.: Техника, 1998. – 312 с.
5. Дубров А.М. *Многомерные статистические методы: учебник* / А.М. Дубров, В.С. Мхитарян, Л.И. Трошин. – М.: Финансы и статистика, 2000. – 352 с.
6. Пустыльник Е.И. *Статистические методы анализа и обработка наблюдений* / Е.И. Пустыльник. – М.: Наука, 1968. – 362 с.

Поступила в редакцию 1.06.2010

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

ПОРІВНЯЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КРИТЕРІЇВ ТРЕНДУ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГТД

С.В. Єпифанов, Б.О. Щербань

У цій статті запроваджено методику дослідження властивостей критеріїв тренду параметрів робочого процесу ГТД. У якості показників ефективності обрано швидкість та точність роботи критеріїв. При цьому враховується вплив таких факторів, як темп тренду, розмір інтервалу до початку тренду та дисперсія вибірки. Розглянуто переваги та недоліки різноманітних структур критеріїв. Сформульовано вимоги, яким має відповідати універсальний критерій аналізу тенденцій.

Ключові слова: тренд, вибірка, дисперсія, апроксимація, фільтрація, виброс, критерій, гіпотеза, швидкість, виявлення.

COMPARATIVE RESEARCH OF EFFICIENCY OF CRITERIA OF THE TREND OF PARAMETERS OF WORKING PROCESS GTD

S.V. Yepifanov, B.A. Scherban

In the given work the technique of research of properties of criteria of a trend of parameters of working process GTD is offered. As efficiency indicators speed and accuracy of work of criteria are considered. Influence of such factors, as rate of a trend, the size of an interval prior to the beginning of a trend and a dispersion of sample of a random variable is thus considered. Advantages and lacks of various structures of criteria are considered. Requirements to which the universal criterion of the analysis of tendencies should answer are formulated.

Keywords: trend, sample, a dispersion, approximation, smoothing, a filtration, emission, criterion, a hypothesis, speed, delay, detection.

Епифанов Сергей Валерьевич – д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой конструкции авиационных двигателей и энергоустановок Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@gmail.com.

Щербань Богдан Александрович – студент факультета авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: bogdanscherban@mail.ru.

UDC 621.452.3.001:536.23:621.65

C. MARAVILLA, S.V. YEPIFANOV

National Aerospace University of Ukraine named after N.E. Zhukovsky «KhAI»

DEFINITION OF MODELS TO DETERMINE THE GAS TEMPERATURE AT THE INLET OF THE TURBINE'S ROTOR IN A LIFE-TIME MONITORING SYSTEM

A life-time monitoring system is developed to predict the life-time of engines used in a gas pumping station. Four different models are presented to calculate the gas temperature at the inlet of the turbine's rotor, all the models are based on well known thermodynamic process taking place in the engine. Coefficients that include the not measured engine parameters are calculated by regression. The engine working cycle was simulated to generate data for model development and verification. Additional engine working cycle simulations were made taking into account three different defects for additional verification of the models. The model that describes the best the behavior of the gas temperature has been separated.

Key words: gas turbine engine diagnostics, gas temperature, prediction.

Introduction

The use of gas turbine engines to pump natural gas is widely used in present days. As any turbine engine is necessary to monitor the main engine parameters in order to ensure the proper running and durability of its main components. Contrary to gas turbine engines used in the aerospace industry, where exist typical working cycles (idle, take-off, cruise and landing), the gas turbines used in gas pumping stations have not a typical working cycle. The working cycle depends on the demand of the pipe line, making difficult to identify a general tendency, all the engines even at the same pumping station will run at different working conditions.

An efficient method for engine life-time monitoring has been developed at the Kharkov Aerospace University "KhAI" [1]. It is based on the use of models which give the possibility to determine the critical components of the thermal and stress state knowing engine parameters and the ambient conditions during flight. So, real maintenance conditions are taken into account and the life-time monitoring precision is increased.

Significant disadvantage of [1] and other existing approaches for engine components life-time monitoring is that they do not take into account individual properties of the engine caused by the components and unit variation and by the gas path deterioration in maintenance. This paper represents some effort to overcome this problem.

The main idea is to obtain a simple model which includes engine parameters that are easily measured in order to calculate the gas temperature at the inlet of the turbine's rotor (T_g). The proposed models are based on the thermodynamic working process of the engine [2].

In further an analogical model is to be formed for the cooling air temperature and for the blade thermal and stress state determination. The object of analysis is the engine GTU-12P, which is a modification of the aero-engine PS-90 used in several gas pumping stations.

Nomenclature

C_{pg} – gas heat capacity, J/KgK;
 C_p – air heat capacity, J/KgK;
 T_H – atmospheric temperature, K;
 T_C – compressor discharge temperature, K;
 T_g – gas temperature at inlet of turbine rotor, K;
 T_{HPT} – high pressure turbine discharge temperature, K;
 T_{FT} – free turbine discharge temperature, K;
 L_{HPT} – work of high pressure turbine, J/Kg;
 π_{HPT} – pressure ratio of high pressure turbine;
 η_{HPT} – efficiency of high pressure turbine;
 Q_1 – heat added in the combustion chamber;
 P_C – compressor discharge pressure, Pa;
 P_g – pressure at the inlet of turbine rotor, Pa;
 P_{HPT} – high pressure turbine discharge pressure, Pa;
 F_g, F_{HPT} – cross section area in front of turbine rotor and after high pressure turbine, m²;
 $q(\lambda_g), q(\lambda_{HPT})$ – gas dynamic function in front of the turbine rotor and after the high pressure turbine;
 m – numeric flow coefficient;
 Ne_{FT} – power of free turbine, W;
 H_u – natural gas heat capacity, KJ/Kg;
 C_i – coefficient that include unknown parameters;
 η_m – high pressure rotor mechanical efficiency;
 η_{comb} – combustion efficiency;
 σ_{CC} – combustion chamber pressure factor;
 $v = G_{air}/G_{gas}$ – air to gas flow ratio.

1. Data acquisition

The first step is to obtain the data that represent the general behavior of the engine, for such purpose was used the model that the chair 203 of the Kharkov Aerospace University made for such engine.

The engine cycle was simulated over the following combination of conditions:

atmospheric pressure – 80, 90 and 101,325 KPa;
atmospheric temperature – 243, 253, 268, 278, 288, 298, 303,308 and 318 K.

Free turbine power – 20, 40, 60, 80 and 100% of its full load. Figure 1 shows the main behavior of T_g . The data of faultless engine is then divided into group “a” and group “b”. Group “a” is used for model developing and group “b” is used for model verification.

2. Model development

From thermodynamics four different models are proposed:

1) from high pressure rotor energy balance equation: check the formula

$$C_{pg}(T_g - T_{HPT})\eta_{m,HP} = L_C \cdot v; \quad (1)$$

2) from turbine's work:

$$L_{HPT} = C_{pg} \cdot (T_g - T_{HPT}) = C_{pg} \cdot T_g \left(1 - \frac{1}{\pi_{HPT}^{k-1/k}}\right) \eta_{HPT}; \quad (2)$$

3) from combustion chamber's energy equation:

$$C_p \cdot T_C + Q_1 = c_{pg} \cdot T_g; \quad (3)$$

4) from conservation of gas consumption at the inlet of turbine's rotor and after high pressure turbine:

$$m \frac{F_g \cdot q(\lambda_g) P_g}{\sqrt{T_g}} = m \frac{F_{HPT} \cdot q(\lambda_{HPT}) P_{HPT}}{\sqrt{T_{HPT}}}. \quad (4)$$

In the four previous models, a lot of parameters are included in the engines measuring system; however there are some others that are unknown, those unknown parameters we propose to include them in coefficients C_i , the value of these coefficients are calculated using data from group “a” and a trend line is found. So, unmeasured factors are represented as functions of the engine operation mode. Compressor discharge temperature corrected to standard ambient conditions is used as mode representing parameter.

After some mathematical simplifications and correction to standard ambient conditions, the final models for corrected T_g are:

From high pressure rotor energy balance equation:

$$T_g = T_{HPT} + C_1 \cdot (T_C - T_H); \quad C_1 = \frac{C_p \cdot v}{C_{pg} \cdot \eta_{m,HP}}. \quad (5)$$

From HPT work:

$$T_g = \left(\frac{T_{HPT}}{1 - \tilde{N}_2} \right), \quad C_2 = \left(1 - \frac{1}{\pi_{HPT}^{k-1/k}} \right) \eta_{HPT}. \quad (6)$$

From combustion chamber's energy equation:

$$T_g = C_{3,1} \cdot T_C + C_{3,2},$$

$$C_{3,2} = \frac{H_u}{C_{p,g}} \eta_{comb} (1 - v), \quad C_{3,1} = \frac{C_p}{C_{p,g}} v. \quad (7)$$

From conservation of gas consumption at the inlet of turbine's rotor and after high pressure turbine:

$$T_g = T_{HPT} \left[\frac{F_g}{F_{HPT}} \cdot \frac{P_C}{P_{HPT}} \cdot \frac{q(\lambda_g)}{q(\lambda_{HPT})} C_4 \right]^2; \quad C_4 = \sigma_{CC}. \quad (8)$$

From equation 8, all parameters are known, except for $q(\lambda_g)$ which is supposed to be 1 and $q(\lambda_{HPT})$ which was calculated as follows: the power of the free turbine is known, since the free turbine is not cooled, it's assumed that the gas consumption at the exit of the HPT is the same that at the inlet of the free turbine. Thus, we can calculate the gas consumption after HPT using the formula for power of free turbine and formula of Cristianovich to obtain $q(\lambda_{HPT})$:

$$G_{g,HPT} = \frac{Ne_{FT}}{C_{pg}(T_{HPT} - T_{FT})}, \quad q(\lambda_{HPT}) = \frac{G_{g,HPT} \sqrt{T_{HPT}}}{m \cdot F_{HPT} \cdot P_{HPT}}.$$

Coefficients C_i are dimensionless and composed of the unmeasured parameters of the engine working fluid. Mainly, they cannot be supposed as constants independent on the engine operational mode. So we represent them as polynomial functions of some parameter of operational mode. Corrected compressor discharge temperature $T_{C,cor}$ was used as this parameter. Polynomials that describe these functions were obtained using the mentioned above group “a” of initial data:

$$C_1 = -7,029 \cdot 10^{-7} T_{C,cor}^2 + 1,328 \cdot 10^{-3} \cdot T_{C,cor} + 0,5203;$$

$$C_2 = -1,951 \cdot 10^{-8} \cdot T_{C,cor}^2 - 1,748 \cdot 10^{-5} \cdot T_{C,cor} + 0,2788;$$

$$C_{3,1} = 7,109 \cdot 10^{-8} \cdot T_{C,cor}^2 - 1,395 \cdot 10^{-4} \cdot T_{C,cor} + 1,093;$$

$$C_{3,2} = 3,31 \cdot 10^{-4} \cdot T_{C,cor}^2 + 1,848 \cdot T_{C,cor} - 726,7;$$

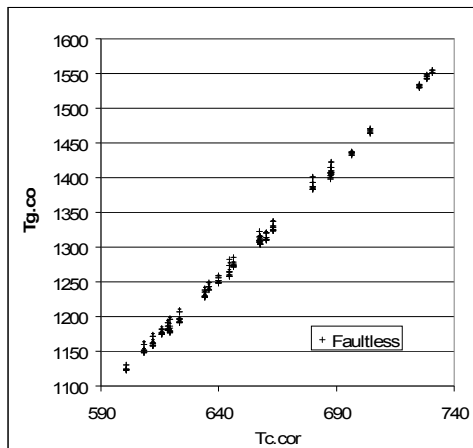
$$C_4 = -1,982 \cdot 10^{-7} T_{C,cor}^2 + 3,372 \cdot 10^{-4} \cdot T_{C,cor} + 0,1718.$$

Precision of this approximation is represented in chart 1.

Chart 1

Precision of polynomial approximation

Parameters of precision	Coefficients				
	C_1	C_2	$C_{3,1}$	$C_{3,2}$	C_4
Mean square error	0,012	0,003	0,001	50,52	0,005
Max “+” deviation	0,020	0,008	0,002	140,96	0,008
Max “-” deviation	0,026	0,006	0,002	110,77	0,010

Figure 1. T_g of faultless engine

3. Model verification

There are two stages in model verification. In the first stage, the models are verified against a faultless engine. The results are presented in figure 2.

In the second stage, models are verified against an engine with faults, for such purpose the engine working cycle is again simulated using the same combination of initial conditions used in the faultless engine, but this time adding the following faults:

$$\delta G_{C.cor} -0,03, \delta \eta_C -0,03 \text{ and } \delta F_{HPT.NB} +0,03.$$

As an example is presented in figure 3 the value of prediction of T_g for an engine with fault $\delta \eta_C -0,03$. Similar graphics were obtained for the other models.

The chart 2 shows the maximum and minimum difference in the prediction of gas temperature.

Chart 2

Difference in the prediction

Equation	Maximum difference, K			
	Faultless	$\delta \eta_C -0,03$	$\delta G_{C.cor} -0,03$	$\delta F_{HPT.NB} 0,03$
1	-5/8	-6/8	-5/8	-7/5
2	-13/14	-13/13	-13/14	-23/2
3	-10/17	-9/17	-9/17	13/38
4	-55/146	-84/76	-87/75	-1/153

4. Conclusions

From chart 2 is seen that the model 1 is the one that describes the best the faultless engine, the models 2 and 3 have a middle performance in describing the gas temperature, model 4 is the one that describes the worst.

When verifying the models against engine with faults, the same results were found, being the model one performing the best.

The model 1 depends only from $T_{c.cor}$, making a very simple and easy model that might be used in a life-time monitoring system.

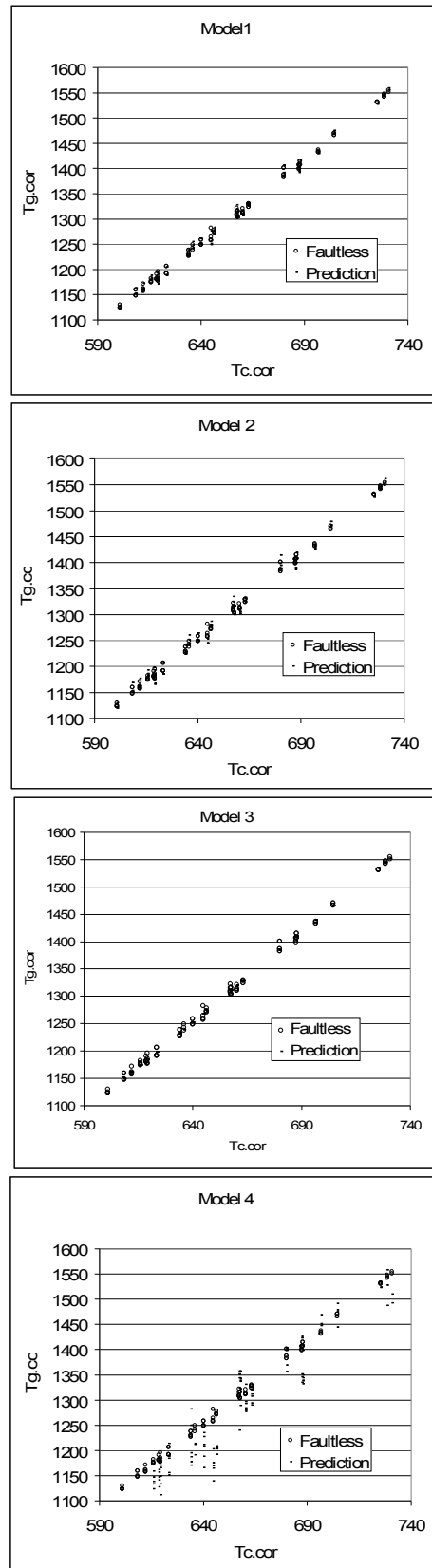


Figure 2. Model verification for faultless engine

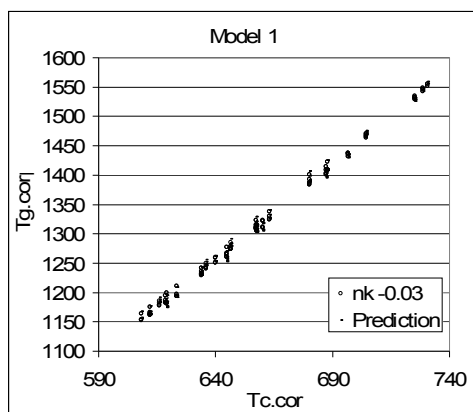


Figure 3. Model verification for engine with fault $\delta\eta_c -0,03$

References

1. Олейник А.В. Концепция и методы мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД на основе идентификации динамики температурного и напряженного состояния основных деталей: дис. ...д-ра. техн. наук : 05.07.05 / А.В. Олейник. – Х., 2006. – 240 с.
2. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок / В.В. Кулагин. – М : Машиностроение, 2003. – 614 с.

Поступила в редакцию 1.06.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф., профессор кафедры авиационных двигателей В.В. Панин, Национальный авиационный университет, Киев.

ФОРМУВАННЯ МОДЕЛІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ ГАЗУ НА ВХОДІ ДО РОБОЧОГО КОЛЕСА ТУРБИНИ В СИСТЕМІ МОНІТОРИНГУ РЕСУРСУ

К. Маравиля, С.В. Єніфанов

Розробляється система моніторингу ресурсу привідних газотурбінних двигунів газоперекачувальних агрегатів. Розглянуто моделі для визначення температури газу на вході до робочого колеса турбіни за відомими значеннями вимірюваних параметрів. Всі ці моделі базуються на використанні термогазодинамічних рівнянь робочого процесу. Значення коефіцієнтів цих рівнянь, які об'єднують не вимірювані параметри; подані регресійними залежностями від режиму. Для визначення цих залежностей і аналізу результатів використано нелінійну по вузлову модель двигуна. Додаткові розрахунки дозволили проаналізувати вплив на точність визначення температури газу трьох дефектів проточної частини. У результаті визначено найкращу з розглянутих моделей.

Ключові слова: газотурбінний двигун, діагностування, прогнозування температури газу

ФОРМИРОВАНИЕ МОДЕЛИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА НА ВХОДЕ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ТУРБИНЫ В СИСТЕМЕ МОНИТОРИНГА РЕСУРСА

К. Маравиля, С.В. Енифанов

Разрабатывается система мониторинга ресурса приводных газотурбинных двигателей газоперекачивающих агрегатов. Рассмотрены четыре модели для определения температуры газа на входе в рабочее колесо турбины по известным значениям измеряемых параметров. Все эти модели основаны на использовании термогазодинамических уравнений рабочего процесса. Значения коэффициентов этих уравнений, объединяющих не измеряемые параметры, представлены регрессионными зависимостями от режима. Для определения этих зависимостей и анализа результатов использована нелинейная поузловая модель двигателя. Дополнительные расчеты позволили проанализировать влияние на точность определения температуры газа для трех дефектов проточной части. В результате определена лучшая из рассмотренных моделей.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, диагностирование, прогнозирование температуры газа.

Маравиля Крис – аспирант Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Енифанов Сергей Валерьевич – д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой конструкции авиационных двигателей и энергоустановок Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@gmail.com.

УДК 629.735

М.В. ПЯТНИЦКАЯ

Учреждение Российской академии наук Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова Российской академии наук, Москва, Россия

ОРГАНИЗАЦИЯ НАУЧНЫХ МЕРОПРИЯТИЙ: ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ И ЧАСТНЫЕ РЕШЕНИЯ

Статья посвящена обсуждению ряда организационных вопросов, связанных с планированием, подготовкой и проведением научных мероприятий. Последовательно разбираются вопросы, касающиеся определения цели и тематики мероприятия, его уровня, масштаба и структуры, названия, целевых групп участников, места и времени проведения, а также источника его финансового обеспечения. На примере поэтапной подготовки и проведения международных научных конференций в Институте Проблем Управления им. В.А. Трапезникова Российской Академии Наук дан определённый анализ этого процесса, в частности, опыта использования сети ИНТЕРНЕТ на всех его этапах.

Ключевые слова: конференция, Интернет, адресная база, программный комитет, оргкомитет, информационное сообщение.

Введение

В настоящее время происходят существенные изменения в организации научных мероприятий¹. Это вызвано прежде всего тем, что развитие различных коммуникационных сетей и широчайшие возможности Интернета увеличили базу доступной информации в тысячи раз. Сформированы высококачественные электронные библиотеки, и даже общение с коллегами с появлением программ ICQ, Skype и других приобрело новое качество – стало быстрым и удобным.

Сформировалось мнение, что главной целью участия в конференции высокого уровня является не выступление с докладом и не публикация этого доклада в её «Трудах», а общение с коллегами, личное знакомство с потенциальными партнерами и конкурентами, возможность увидеть новые перспективные научные направления, завязать взаимовыгодные контакты. Не исключается и положительный эмоциональный компонент, вызванный возможностью побыть в среде себе подобных, неформально пообщаться, а в некоторых случаях – найти новых друзей и ознакомиться с культурой и достопримечательностями чужой страны [1].

Обсуждение организационных вопросов

На этапе **планирования** новых научных мероприятий вопросы остались те же, но сейчас они тре-

буют более тщательной проработки. По-прежнему необходимо определять цель и тематику мероприятия, название, его уровень, масштаб и структуру, целевые группы, место и время проведения.

Самым ответственным этапом, по-видимому, является определение цели планируемого научного мероприятия. Новые цели могут формироваться не только при рождении абсолютно нового мероприятия. Например, при проведении XXXVI-й конференции по управлению движением надводных аппаратов выяснилось, что разработка новых автоматических систем управления этими аппаратами потеряла свою актуальность. Вместо этого появилась другая научная задача – создание систем безотказного автоматического управления. Целевые и тематические изменения могут быть вызваны и другими причинами, например, появлением новой группы участников, специалистов в смежных областях науки, или изменениями в географической принадлежности участников (так произошло с распадом СССР).

Цели, например, могут быть такими:

- первыми начать обсуждение какой-либо актуальной проблемы;
- произвести хорошее впечатление на научную общественность и обеспечить её поддержку на будущее;
- обеспечить надежные и долговременные рабочие контакты;
- найти инвесторов для реализации своих программ;
- активизировать информационную поддержку работ по данной проблеме;

¹ В английском языке также широко используется термин *event*, который обычно переводится как *событие*.

– удовлетворить запросы участников конференции.

Обычно научное мероприятие преследует несколько из вышеперечисленных целей. Другое дело, что организаторам мероприятия, по-видимому, приходится выделить наиболее важную (ые) из них для данного момента, и уделить ей (им) особое внимание.

Естественно, что каждая цель требует определённой проработки. Считается, что цель должна соответствовать ряду требований:

- быть измеримой, т.е. иметь какие-то определённые качественные и/или количественные характеристики, по которым можно оценить текущее состояние на пути к ее достижению и момент завершения деятельности;
- быть ясно и четко описанной;
- иметь достаточно точные временные характеристики;
- быть реально исполнимой в пределах конкретных возможностей;
- содержать мотивацию, стимулировать сотрудников на достижение заданных высоких результатов, поощрять инициативу и творчество;
- быть согласованной между руководителем и подчиненными; лучше всего, когда исполнители сами определяют цель.

Самое главное, надо создать свое уникальное, единственное в своём роде, мероприятие.

Определение целей и задач мероприятия определяет и его форму: **конференция, совещание, семинар, конгресс** и т.д.

Форма проведения мероприятия тесно связана с его масштабом и, соответственно, с уровнем значимости. По этому признаку все они могут быть разделены на: **международные, национальные, межрегиональные, региональные, городские** и пр.

В данной работе мы ограничимся такой формой научного мероприятия, как международная конференция.

Подготовку к проведению международной конференции обычно начинают с определения нескольких известных авторитетных ученых в данной области, сообщения которых могут стать определяющими в данной конференции. Так как широко-масштабные международные научные конференции обычно планируются за 1 – 3 года до момента проведения, то все вопросы, касающиеся поддержки мероприятия, участия в нем известных ученых лучше всего обсуждать и решать при личных контактах на других конференциях или переговорах, при заключении договоров или проведении совместных работ.

Конференции могут быть разовыми, посвящёнными, например, какой-то юбилейной дате, или по-

стоянными, то есть повторяющимися с определёнными временными интервалами, что позволяет специалистам поддерживать и расширять контакты с разными группами исследователей, быть в курсе современных разработок и быстрее получать нужную информацию.

Для того, чтобы вновь планируемая конференция узнавалась среди множества других, вместе с названием конференции полезно выбрать для неё и запоминающуюся эмблему.

Источники и размеры финансового обеспечения международной научной конференции определяются на этапе её планирования.

Графа «Поступления» обычно состоит из нескольких строк:

1. Бюджетное финансирование. Здесь важно, чтобы планируемое мероприятие вошло в годовой план организации или организаций. Для этого во многих учреждениях требуется представить обоснование для проведения мероприятия и его финансовый план. Включение в годовой план – часто необходимое условие для получения финансовой и организационной помощи от государственных учреждений.

2. Поступления от учреждений – традиционных партнеров, и возможных соорганизаторов мероприятия.

3. Поступления от участников мероприятия.

4. Возможные поступления от спонсоров при их наличии.

Работа по привлечению спонсоров отдельная и обширная тема. Возможных спонсоров необходимо искать и находить. Неоценимую услугу в этих поисках могут оказать разделы Интернета.

Например, в Санкт-Петербурге каждый год городской Комитет по науке и высшей школе проводит конкурс среди готовящихся мероприятий с целью дополнительного финансирования наиболее интересных проектов. Для участия в конкурсе организаторы должны подготовить материалы, включающие сведения о месте и форме проведения, об участниках и публикациях материалов конференции и т.д.

Естественно, что для привлечения спонсоров важно аргументировано представить идею проведения вашего мероприятия, подчеркнув его значимость для данного спонсора, необходимость проведения именно в данное время и вашу состоятельность в организационных вопросах.

Желательно также подготовить пакет рекламных услуг для спонсора.

Надо понимать и помнить, что поступления не могут быть единовременными и будут различно разнесены по времени поступления.

Графа «Расходы» содержит следующее:

1. Затраты на зарплату персоналу, занятому подготовкой и проведением мероприятия.

2. Затраты на решение организационных вопросов общего порядка. (Сюда могут входить почтовые рассылки, телефонные переговоры, приобретение адресных баз и т.п.).

3. Затраты на аренду помещений и оборудования для проведения мероприятия.

4. Затраты на подготовку и издание печатных материалов мероприятия.

5. Затраты на приобретение различной сувенирной продукции для участников.

6. Расходы на собственно проведение мероприятия (транспорт, банкеты, непредвиденные ситуации и т.д.).

7. Затраты на обслуживание VIP-участников.

8. Накладные расходы (оплата вашего офиса, налоги и т.п.).

После обсуждения и финансовых подсчётов определяются возможное количество участников конференции, планируемые финансовые вложения в проведение конференции и возможность их получения, а также рассчитывается сумма *организационного взноса*.

На этапе планирования создается ядро будущего организационного комитета – оргкомитета, успешная работа которого определяется умением его руководителей превратить её в активный творческий процесс.

Организационный этап.

Основой этого этапа является формирование программы научной конференции. Для этого необходимо:

- сформировать организационный комитет, определить его председателя и секретаря;
- объявить о проведении конференции;
- широко разослать приглашения к участию;
- из числа ведущих ученых создать представительный программный комитет, в задачи которого входит отбор представленных докладов и формирование материалов конференции, председательство на секциях конференции, определение лучшего доклада и т.д. В программный комитет должны входить специалисты по всем представленным на конференции научным направлениям. Программный комитет международной конференции обычно включает как отечественных, так и зарубежных учёных.

Очень важную роль на этом этапе играет организационный комитет – динамичная рабочая группа во главе с председателем и учёным секретарём конференции, являющихся непосредственными руководителями всей работы по составлению, печатному оформлению программы конференции, внесению в неё текущих изменений, регламентации работы сек-

ций, подготовке к изданию материалов конференции и т.д.

Организационный комитет готовит и реализует:

- материалы для раздачи участникам конференции и бейджи, регистрацию участников конференции, информацию о приезде докладчиков; – расселение участников конференции с учётом поступивших пожеланий по проживанию, бронирование номеров и обеспечение мест в гостиницах в случае непредвиденных обстоятельств;

- необходимый транспорт для встречи участников конференции, проезда до места ее проведения, возможных поездок, доставки необходимых материалов и оборудования;

- отслеживание финансовой стороны проведения конференции;

- питание, кофе-брейки, без которых не обходится практически ни одна конференция, и традиционный ознакомительный прием;

- техническое обеспечение, необходимое для представления докладов, наличие стендов и материалов для фиксации докладов на стендах;

- культурную программу;

- охрану работы конференции, в случае необходимости.

Особенности информационного этапа.

В наше время трудно провести любое значительное мероприятие без создания его сайта в сети Интернет. Большинство крупных международных конференций уже перешло на регистрацию заявок для участия через сайт данной конференции. Даже если сайт ещё полностью не готов к моменту рассылки информационного сообщения, должна быть готова страничка с самой необходимой информацией, содержащейся в разосланном информационном сообщении, а также указанием даты, когда будут доступны другие информационные ресурсы сайта. Кроме того, желательно осветить историю или идею проведения конференции, представить краткое сообщение о целях и тематике конференции, об актуальности и необходимости проведения подобного мероприятия.

Важно внимательно подготовить первое информационное сообщение о планируемой конференции, которое послужит её визитной карточкой, – сделать его информативным, но не перегруженным, запоминающимся, но не вызывающим.

Первое информационное письмо является именно приглашением к подаче таких заявок, т.е. докладов. За рубежом подобные письма имеют название *call for papers* (т.е. призыв к докладам).

Для информирования предполагаемых участников необходимо использовать все доступные средства для распространения информации о вашей

конференции: информационные ресурсы Интернета, тематические журналы, другие конференции, общества, союзы, личные связи с учёными других городов и стран. В Интернете есть сайт, помогающий распространению соответствующей информации: <http://www.konferencii.ru>. [2]. Размещение на нем информации о конференции послужит увеличению числа её участников,

Тем не менее, самым действенным способом информировать научную общественность о планируемой конференции была и остается адресная рассылка. Для ее организации необходимо сформировать адресную базу.

Адресная база и ее формирование.

Прежде всего составляется список адресов почтовой и электронной рассылки информационного сообщения организациям и ученым, работающим в данной или смежных отраслях.

Этот список сохраняется для будущих конференций и будет дополняться адресами новых участников.

При формировании адресной базы целесообразно придерживаться нескольких правил.

Во-первых, сразу готовить базу в виде, пригодном для дальнейшего пополнения и развития, т.е. желательно в цифровом виде, в соответствующей программной оболочке. Во-вторых, помнить, что база – короткоживущий «организм», который необходимо постоянно актуализировать. В-третьих, не следует отдавать базу на откуп одному сотруднику – исполнителю. Эта ценная информация должна храниться централизованно.

Когда заявки получены и программа конференции готова, рассылаются персональные приглашения участникам с информацией:

- о форме представления доклада (пленарный, устный, стендовый) и оборудовании, которое будет предоставлено,
- дате и времени доклада, о его продолжительности, начале регистрации,
- схеме проезда к месторасположению конференции – и другие, необходимые организационные сведения. Кроме того, это приглашение должно содержать:

1. Правила оформления докладов или тезисов докладов для их последующего опубликования в материалах (трудах) конференции: используемый текстовый редактор, тип и размер шрифта, форматирование текста, требования к иллюстрациям, оформление списка цитируемой литературы и т.д.

2. Форму заявки на участие, которую приглашённый учёный заполнит, дополнит (при желании) и вышлет обратно в Оргкомитет.

Основные рубрики этой заявочной формы содержат:

- фамилию, имя, отчество потенциального участника;
- его место работы и должность;
- сведения для последующих контактов (телефон, электронный адрес, факс и т.п.);
- вид участия, если он может быть различным (очное или заочное, с докладом или без него, с участием в торжественных приемах, если это требует отдельной оплаты, или нет, и т.п.).

Целесообразно эти рубрики оформить так, чтобы участнику оставалось лишь ставить (или не ставить) «птички» в нужных местах. Все должно быть четко разграфлено и обозначено.

В конце информационных материалов приводятся все координаты организаторов конференции, желательно с указанием ответственного лица, менеджера проекта или секретаря, у которого можно получить дополнительную информацию и обсудить с ним все неясные вопросы.

Ориентируясь на опыт проведения международных конференций в ИПУ РАН, можно отметить, что в подготовительный период, приближенный ко времени проведения конференции, идёт очень напряженная работа: поступают заявки от будущих участников конференции, задаются вопросы, появляются неожиданные трудности и проблемы, которые должны быть решены к началу конференции. В процесс подготовки конференции вовлекается все больше и больше людей.

Именно на этом этапе необходимо вновь вернуться к программе конференции. Если поступило много заявок для участия и программный комитет не рекомендует их исключать, то организуется параллельная работа разных по тематике секций конференции. Какое бы количество секций не было сформировано, и как бы ни был загружен график работы, открытие конференции всегда бывает пленарным. Вступительное слово предоставляется самому известному ученому или высокому должностному лицу от принимающей стороны. Далее идут несколько пленарных докладов ученых с мировым именем, в которых освещаются тенденции развития актуальных научных направлений, демонстрируются результаты использования научных достижений, анализируются возможности их дальнейшего внедрения. Ежедневная секционная работа обычно проводится в 2 – 3 этапа с перерывами на «кофевейк». В пределах секции близкие по тематике доклады целесообразно ставить рядом, чтобы участникам легче было понять, сравнить и оценить представленные в них результаты.

Опыт показывает, что лучше всего запоминаются первое и последнее выступления, что учитывается оргкомитетом при формировании расписания секционной работы.

Использование сети Интернет

Как уже отмечалось выше, в Интернете имеются специализированные сайты, на которых собирается информация о конференциях, выставках и подобных мероприятиях, проводимых в России и за рубежом. Информация о конференциях нашего Института располагается на нескольких сайтах.

Научному учреждению-организатору целесообразно иметь свой собственный сайт, на котором, помимо постоянной составляющей (сведения о научном учреждении и т.д.), размещается текущая информация о проводимых мероприятиях.

Основные требования к формированию и работе сайта в сети Интернет:

- удобный и современный дизайн, высокая скорость загрузки сайта, быстрый доступ к информации;
- система администрирования, допускающая возможность быстрого и удобного обновления информации собственными силами без привлечения специально подготовленных программистов;
- обеспечение информационной безопасности;
- неременное соблюдение грамматических правил и орфографии, избегание сленга;
- четкое структурирование сайта, на каждой странице должны присутствовать элементы навигации, позволяющие тут же перейти на первую и на все основные страницы всех разделов сайта, получить краткую контактную информацию и т.д.

В качестве примера удачно и грамотно разработанного сайта можно сослаться на адрес www.procongress.info [3].

Еще одна дополнительная возможность Интернета связана с проведением виртуальных мероприятий или хотя бы виртуальных секций реальных конференций. Другими словами, если кто-то из потенциальных участников и хотел бы выступить на конференции, но по каким-то причинам не в состоянии это сделать, то ему можно предоставить виртуальную трибуну, т.е. опубликовать его выступление на сайте мероприятия, организовать обсуждение этих материалов и т.п.

Перспективным примером использования интернет-технологий являются электронные конференции. Основным отличием от аналогичных конференций является то, что практически каждый автор доклада получает отзывы от других ее участников и имеет возможность вступить с ними в дискуссию.

Что касается возможностей Интернета для проведения различного рода видеоконференций, то это

обстоятельство не следует сбрасывать со счета, но и не стоит преувеличивать.

Не нужно забывать о важнейшей стороне любой конференции – возможности пообщаться, «посмотреть друг другу в глаза». Интернет не сможет заменить живое общение.

Поэтому в таком аспекте Интернет не альтернатива реальной конференции, а, скорее, – способ продления ее «жизни», средство доступа к материалам конференции до начала и после её окончания, возможность информационной поддержки повторяющихся мероприятий в промежутке между реальными событиями.

И наконец – сама конференция...

После окончания конференции подводятся итоги, подготавливаются отчеты, проводится анализ научного уровня представленных докладов, обсуждается общая значимость проведенной конференции, помещается итоговая информация на сайт конференции и, по возможности, публикуется пресс-релиз в соответствующем научном журнале; поступившие научные материалы подготавливаются к публикации в выбранной организаторами конференции форме: «Труды конференции», «Материалы конференции», «Тезисы конференции».

Заключение

И в заключение хочется напомнить, что, как и при организации любого позитивного общественного мероприятия, организация научной конференции требует внимательного, бережного отношения ко всем людям, принимающим в ней участие в самых разных ролях: никто не должен быть забыт.

Литература

1. Фрадков А.Л. *Новости Академии навигации и управления движением* / А.Л. Фрадков. – Январь-Март 2010. – № 1 (33).
2. *Открытый каталог научных конференций, выставок и семинаров [Электронный ресурс]*. – Режим доступа к ресурсу: www.konferencii.ru.
3. *Конгрессная и выставочная деятельность Санкт-Петербурга [Электронный ресурс]*. – Режим доступа к ресурсу: www.procongress.info.
4. Михневич С. *Вы решили провести конференцию [Электронный ресурс]* / С. Михневич. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.konferencii.ru/news/6Abrate>
5. *Как создать успешный бизнес? [Электронный ресурс]*. // Информационный канал Subscribe.Ru. – Режим доступа к ресурсу: <http://subscribe.ru/catalog/economics.school.bazylev>.

6. Бойетт Д.Г. Путеводитель по царству мудрости. Лучшие идеи крупнейших предпринимателей / Д.Г. Бойетт, Дж.Г. Бойетт. – М.: Олимп-Бизнес, 2004. – 320 с.

7. Беквит Г. Продавая незримое: руководство по современному маркетингу услуг; пер.

с англ. / Г. Беквит. – М.: Альпина Бизнес Букс, 2004. – 560 с.

8. Вы решили провести конференцию. Часть 1. [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: http://www.evartist.narod.ru/text16/096.htm#_top.

Поступила в редакцию 25.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф., член-корреспондент РАН, зам. директора по научной работе Д.А. Новиков, Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова РАН, Москва, Россия.

ОРГАНІЗАЦІЯ НАУКОВИХ ЗАХОДІВ: ЗАГАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ І ПРИВАТНІ РІШЕННЯ

М.В. П'ятницька

Стаття присвячена обговоренню ряду організаційних питань, пов'язаних з плануванням, підготовкою і проведенням наукових заходів. Послідовно розбираються питання, що стосуються визначення мети і тематики заходу, його рівня, масштабу і структури, назви, цільових груп учасників, місця і часу проведення, а також джерела його фінансового забезпечення. На прикладі поетапної підготовки і проведення міжнародних наукових конференцій в Інституті Проблем Управління ім. В.А. Трапезникова Російської Академії Наук даний певний аналіз цього процесу, зокрема, досвіду використання мережі ІНТЕРНЕТ на всіх його етапах.

Ключові слова: конференція, Інтернет, адресна база, програмний комітет, оргкомітет, інформаційне повідомлення.

ORGANIZATION OF SCIENTIFIC ACTIVITIES: COMMON PROBLEMS AND PRIVATE DECISIONS

M.V. Pyatnitskaya

This article is devoted to organizational issues, related to the planning, preparation and holding of scientific events. All issues concerning the definition of the purpose and theme of event, its level, scale and structure, name, target groups of participants, venue and timing, also about the source of his financing are consistently described. On an example of phased preparation and holding of international scientific conferences in the ICS of RAS given some analysis of this process, in particular, experience of using the Internet at all stages of organization.

Key words: conference, internet, address database, program committee, organizing committee, an informational message.

Пятницкая Марина Валентиновна – зав. отделом научно-технической информации и зарубежных связей Института проблем управления им. В.А. Трапезникова Российской академии наук. Москва, Россия, e-mail: pyatnits@ipu.ru; m71530@mail.ru.

УДК 62-5

Е.А. ПАРШАКОВ¹, О.Н. ПАРШАКОВА², Т.А. БОЖЕНЕНКО³¹Производственное предприятие «КВІТ», Харьков, Украина²Харьковский институт экономики рыночных отношений и менеджмента, Украина³Харьковский аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

СОЗДАНИЕ INTERNET-ПРЕДПРИЯТИЯ КАК ИННОВАЦИОННЫЙ ПОДХОД СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОММЕРЧЕСКОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Рассмотрен перспективный способ ведения и развития бизнеса, снижения неоправданных издержек, и, как следствие, увеличения прибыли фирмы. INTERNET-предприятие позволяет осуществить полный цикл продаж и обслуживания клиентов при значительном снижении расходов, связанных с хранением и обработкой заказа. Предложена структура современного INTERNET-предприятия (ЭП), включающая блоки: каталог товаров (online-витрина); корзина потребителя; автоматизированная система приема заказов; система обновления информации на сервере. Для проведения анализа прибыли INTERNET-предприятия рассмотрена динамика и структура товарооборота за первые три месяца функционирования в INTERNET-среде. Анализ “затраты – объем – прибыль” предусматривает системное исследование взаимосвязи показателей расходов, объемов реализации и прибыли и показывает, что выручка от реализации продукции неуклонно возрастает. Убытки стремительно падают, что подтверждает выгодность работы в INTERNET-среде, предоставляющей предприятиям максимальные возможности.

Ключевые слова: online-витрина, корзина потребителя, автоматизированная система приема заказов, система обновления информации, мониторинг, товарооборот, структурные группы, online-площадки.

Введение

INTERNET-предприятие является одним из самых перспективных способов ведения и развития бизнеса в настоящее время, снижения неоправданных издержек, и, как следствие, увеличения прибыли фирмы. INTERNET-предприятие позволяет осуществить полный цикл продажи и обслуживания клиентов при значительном снижении расходов, связанных с хранением и обработкой заказа. Структура современного INTERNET-предприятия (ЭП) включает блоки:

- каталог товаров (online-витрина);
- корзина потребителя;
- автоматизированная система приема заказов;
- система обновления информации на сервере.

1. Схема работы INTERNET-предприятия

Схема работы INTERNET-предприятия заключается в наличии определенного количества поставщиков, с которыми существуют договорные отношения на приобретение определенных товаров по определенной цене, и наличии клиентской базы, запрашивающей заказы, а также курьерской службы, получающей у поставщиков товары по заявкам

и доставляющей их в адрес покупателя. Оплата за приобретенные клиентом товары проводится по одному из способов:

– наличный расчет при получении товара. Оплата курьеру наличностью при получении товара. Доставка осуществляется в течение 1-2 дней в удобное для клиента время;

– безналичный расчет. Оплата проводится по выписанному счету. Заказ отправляется с курьером или почтой после поступления платежа на расчетный счет предприятия при этом, все необходимые финансовые документы будут предоставлены вместе с товаром.

Цены на сайте указаны в условных единицах исключительно по той причине, что это удобно для сравнения с другими предложениями на электронном рынке. Расчет проводится в национальной валюте Украины.

2. Калькуляция затрат на создание электронного предприятия

Затраты, которые определяют регистрацию электронного предприятия, составляют приблизительно 100 грн. (или 0,1% структуры расходной сметы); оплату единого налога – (2400 грн., или 2,4%); предоплату на первые 6 месяцев около 1200 грн.

(или 1,2%); создание торговой марки – 5000 грн. (или 5%); создание сайта – 5000 грн. (или 5%); стоимость обслуживания – 1000 грн. (или 1%). В стоимость создания торговой марки включается: эксклюзивный дизайн сайта; система управления DOT-CMS; первичное наполнение сайта текстами и графикой; обучение персонала; системы управления контентом.

К затратам на создание и работу в течение одного года относится: аренда офиса (36000 грн. или 35%); приобретение оргтехники (15000 грн., или 14,9%); оплата телефонной связи и INTERNET (6000 грн., или 6,0%); зарплата персонала (24000 грн., или 23,9%); накладные расходы.

Для проведения анализа прибыли INTERNET-предприятия рассмотрена динамика и структура товарооборота за первые три месяца функционирования в INTERNET-среде.

Данные представлены на рис. 1.

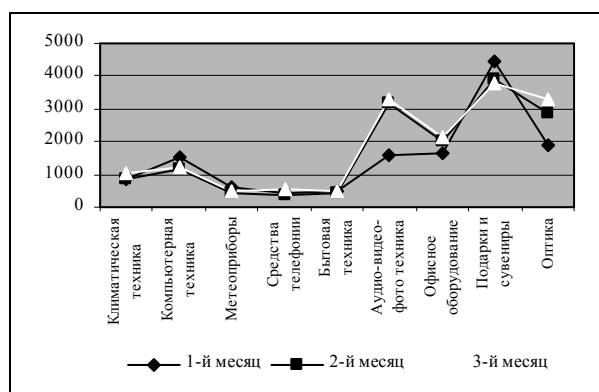


Рис. 1. Товарооборот (в тыс. грн.) INTERNET-предприятия за период наблюдения (три месяца) по группам реализуемых товаров

3. Анализ структурных групп и объемов реализации

Анализ структурных групп и объемов реализации товаров дает очевидную позитивную динамику товарооборота INTERNET-предприятия. Для определения эффективности работы предприятия в INTERNET-среде проводится анализ прибыли, полученной предприятием за наблюдения по вторичным данным.

Сумма валовой прибыли имеет позитивную динамику, изменение за период наблюдения составило 0,42 тыс. грн. Сумма операционных расходов не изменилась, и составила 7,2 тыс. грн. Другие операционные доходы имеют тенденцию в сторону увеличения. В состав других операционных доходов включена оплата за размещение на сайте INTERNET-предприятия рекламных баннеров, численность которых составила 11 единиц.

Прибыль INTERNET-предприятия по результатам работы первых трех месяцев отрицательна, но динамика убытков резко сокращается. За рассматриваемый период сумма убытков уменьшилась на 1,02 тыс. грн., что связано с планомерным увеличением товарооборота и других операционных доходов.

При этом позитивную динамику имеет показатель рентабельности продаж: его изменение за анализируемый период составило 14,36%, хотя в начале наблюдений рентабельность продаж была негативна и составляла всего – 26,38 %.

Динамика основных показателей деятельности INTERNET-предприятия показана на рис. 2.

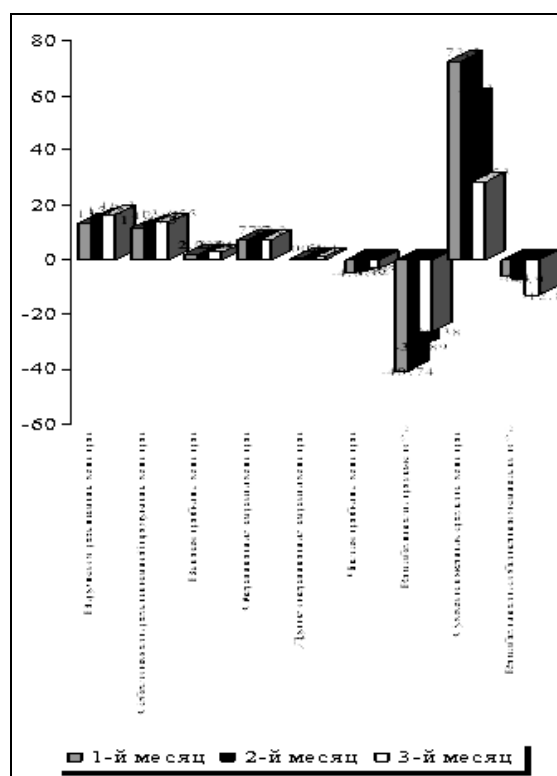


Рис. 2. Динамика показателей деятельности INTERNET-предприятия за период наблюдения

Анализ “затраты-объем-прибыль” предусматривает системное исследование взаимосвязи показателей расходов, объемов реализации и прибыли. На его основании появляется возможность моделировать соотношение этих показателей с выбором оптимальной модели планирования работы предприятия, а именно, минимизации расходов и максимизации прибыли с расчетом точки безубыточности [1].

Многие украинские розничные сети выбирают неправильную стратегию продвижения для своих электронных магазинов.

Владельцы сетей, выходя на INTERNET-рынок, не снижают цену на товары, ориентируясь на реальные магазины, и проигрывают в части онлайн. Торговые компании ошибочно воспринимают online-площадки как обычные торговые площадки.

Подавляющее большинство розничных сетей создают сайты скорее из престижа, чем с целью заработка. Они вполне удовлетворены объемами продаж реальных торговых точек, а электронное направление не считают приоритетным.

INTERNET-предприятие является одним из самых перспективных способов ведения и развития бизнеса, снижения невыгодных расходов и увеличения прибыли фирмы позволит осуществить полный цикл продажи и обслуживания клиентов. При этом значительно снижаются расходы, связанных с хранением и обработкой заказа.

Используя возможности транспортной логистики можно свести к минимуму затраты на доставку заказа репродуктору.

4. Приоритетные направления работы электронного предприятия

В результате проведенного анализа расходов, планируемых в начальные месяцы работы INTERNET-предприятия можно сделать следующие выводы и выбрать приоритетные направления работы в INTERNET-среде:

- наибольший удельный вес в общих расходах на создание INTERNET-предприятия занимает аренда офиса, что диктует скорейшее приобретение собственных офисных площадей в кратчайшие сроки;
- существенной величиной затрат является заработная плата персонала, имеющая тенденцию к постоянному увеличению, причем квалификация персонала требует постоянного совершенствования;
- регистрация торговой марки требует значительных расходов, но это обязательное условие получения доменного имени и сокращение такого рода затрат не представляется возможным в силу специфики INTERNET-среды.

Анализ «расходы – объем – прибыль» показывает, что выручка от реализации продукции неуклонно возрастает значительными темпами.

Убытки стремительно падают, что подтверждает выгодность работы в INTERNET-среде, предоставляющей предприятиям максимальные возможности.

Сила влияния операционного леввериджа составляет 0,09%, это означает, что при увеличении выручки на 10 % прибыль от реализации возрастает на 0,9%.

По итогам анализа видно, что предприятие еще достигло, и не превысило порога рентабельности, и запас финансовой прочности негативен на момент наблюдения, но возможность выхода из убыточного состояния в кратчайшие сроки (не более 5 – 7 месяцев) более чем реальна.

Литература

1. Автоматизированные информационные технологии в экономике: учеб. / Под ред. Г.А. Титоренко. – М.: Компьютер, ЮНИТИ, 1998. – 400 с.
2. Брыскин И.И. Математические модели маркетинга / И.И. Брыскин. – К.: Диалектика, 1996. – 576 с.
3. Годин В.В. Управление информационными ресурсами. – Модуль 17: Модульная программа для менеджеров / В.В. Годин, И.К. Корнеев. – М.: ОАО «Типография «Новости», 2000. – 403 с.
4. Інформаційні системи і технології в економіці: посібник / За ред. д.е.н. проф. В.С. Пономаренка. – К.: Академія, 2002. – 680 с.
5. Эддос М. Методы принятия решений / М. Эддос, Р. Стенсфилд. – М.: Аудит. ЮНИТИ, 1997. – 720 с.
6. Романов А.Н. Компьютеризация финансово – экономической деятельности предприятия, корпорации, фирм / А. Н. Романов, И. А. Лукасевич, Г.А. Титоренко. – М.: Интерпракс, 1994. – 660 с.
7. Хейвуд Дж. Брайан. Аутсерсинг в поисках конкурентных преимуществ: пер. с англ. / Хейвуд Дж. Брайан. – М.: Изд-во «Вильямс», 2002. – 176 с.

Поступила в редакцию 27.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, доцент В.Ф. Сорокин, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ», Харьков.

СТВОРЕННЯ INTERNET-ПІДПРИЄМСТВА ЯК ІННОВАЦІЙНИЙ ПІДХІД ВДОСКОНАЛЕННЯ КОМЕРЦІЙНОЇ ДІЯЛЬНОСТІ

Є.О. Паршаков, О.М. Паршакова, Т.А. Божененко

INTERNET-підприємство в даний час є одним з найперспективніших способів ведення і розвитку бізнесу, зниження невиправданих витрат і збільшення прибутку фірми. Запропонована структура сучасного INTERNET-підприємства (ЕП), що включає блоки: каталог товарів (online-вітрина); корзина споживача; ав-

томатизована система прийому замовлень; система оновлення інформації на сервері. Для проведення аналізу прибули INTERNET-підприємства розглянута динаміка і структура товарообігу за перші три місяці функціонування в INTERNET-середовищі. Аналіз “витрати – об’єм – прибуток” передбачає системне дослідження взаємозв’язку показників витрат, об’ємів реалізації і прибутку і показує, що виручка від реалізації продукції неухильно зростає. Збитки нестримно падають, що підтверджує вигідність роботи в INTERNET-середовищі, що надає підприємствам максимальні спроможності. Розглянутий перспективний спосіб ведення і розвитку бізнесу, зниження невиправданих витрат, і, як наслідок, збільшення прибутку фірми. INTERNET-підприємство дозволяє здійснити повний цикл продажів і обслуговування клієнтів при значному зниженні витрат, пов’язаних із зберіганням і обробкою замовлення.

Ключові слова: online-вітрина, корзина споживача, автоматизована система прийому замовлень, система оновлення інформації, моніторинг, товарообіг, структурні групи, online-майданчики.

CREATION OF INTERNET-ENTERPRISES AS INNOVATIVE APPROACH OF PERFECTION OF COMMERCIAL ACTIVITY

E.A. Parshakov, O.N. Parshakova, T.A. Bozhenenko

INTERNET – an enterprise presently is one of the most perspective methods of conduct and development of business, decline of unjustified costs and increase of income of firm. The structure of modern INTERNET is offered are enterprises (EP), including blocks: catalogue of commodities (online-витрина); basket of user; CAS of taking order; system of update of information on a server. For the lead through of analysis INTERNET arrived are enterprises a dynamics and structure of commodity turnover is considered for the first three months of functioning in an INTERNET. An analysis of “expense is a volume – an income” is foreseen by system research of intercommunication of indexes of charges, volumes of realization and income and shows that a profit yield from realization of products increases steadily. Losses fall swiftly, that confirms advantage of work in INTERNET – to the environment, to giving enterprises maximal possibilities. The perspective method of conduct and development of business declines of unjustified costs, and, as a result, increases of income of firm, is considered. INTERNET – an enterprise allows carrying out the complete cycle of sales and service of customers at the considerable cost, related to storage and treatment of order cutting.

Key words: online-window, basket of user, automated system of take order, system of update of information, monitoring, commodity turnover, structural groups, online-grounds.

Паршаков Евгений Александрович – главный бухгалтер производственного предприятия «КВІТ», Харьков, Украина, e-mail: 4775@mail.ru; 4775@ukr.net.

Паршакова Ольга Николаевна – зав. кафедрой информационных систем и технологий и экономической кибернетики Харьковского института экономики рыночных отношений и менеджмента, Харьков, Украина, E-mail: parshakova_olga@mail.ru.

Божененко Тамара Афанасьевна – научный сотрудник Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

УДК 629.7

И.Э. АНЧЕВСКИЙ, В.В. ИЛЬИН**ООО «МЕЛИТЭК», Москва, Россия**

КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВА МАТЕРИАЛОВ – ПЕРВОСТЕПЕННАЯ ЗАДАЧА. ИННОВАЦИОННЫЙ ПОДХОД КОМПАНИИ «МЕЛИТЭК» В ОСНАЩЕНИИ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ ЦЕНТРОВ И ЛАБОРАТОРИЙ КАЧЕСТВА ПРЕДПРИЯТИЙ И ИНСТИТУТОВ АВИАЦИОННОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Приведен обзор методов работы компании «Мелитэк» при оснащении предприятий и исследовательских учреждений аэрокосмической области промышленности современным аналитическим, испытательным и металлографическим оборудованием. Представлена краткая информация об истории возникновения компании, направлениям деятельности, алгоритмах работы, инновационных подходах компании при осуществлении поставок и внедрения современного оборудования для контроля качества авиационных материалов. Приведены доводы в пользу системного подхода при оснащении предприятий аэрокосмической отрасли современным оборудованием для контроля качества и прогнозирования свойств новых материалов. Представлены примеры реализованных проектов на различных предприятиях и испытательных научно-исследовательских центрах авиационной промышленности.

Ключевые слова: прочность, механические свойства, химический состав, твердость, микроструктура, надежность конструкции, ресурс.

Введение

В настоящее время перед многими предприятиями существует серьезная проблема конкурентоспособности и выхода на новые рынки. Решение этой задачи в первую очередь лежит в области внедрения новых технологий, что позволяет снизить издержки на изготовление продукции и существенно повысить качество. Неотъемлемой частью мер по повышению конкурентоспособности предприятия наряду с внедрением новых технологий на основном производстве, является вывод системы качества на новый уровень. На первый взгляд, кажется, что эта задача может быть легко решена путем приобретения дорогостоящего контрольного оборудования. Это самая распространенная ошибка, которая совершается на стадии переоснащения лабораторий. Ошибки на этом этапе трудно устранимы, ведут к большим финансовым потерям и, в конце концов, могут свести на нет все идею выхода на качественно новый уровень производства. Эти ошибки в основе своей связаны с отсутствием системного подхода при оснащении контрольных лабораторий предприятий и исследовательских центров. Самой большой проблемой в этом случае является несоответствие закупаемого оборудования задачам, поставленным перед структурным подразделением, отвечающим за исследования свойств материалов. Избежать этого, а также учесть многие другие нюансы постановки системы качества на предприятии Вашим специали-

стам помогут профессионалы, работающие в этой области многие годы.

Основной материал

Кто поможет?

Компаний, специализирующихся на консультировании и оснащении предприятий авиапромышленного комплекса и ОПК в области качества продукции не так много. Дело в том, что эта область деятельности является ресурсоемкой для консультирующей компании, требует тесного контакта и полного взаимопонимания между специалистами консультирующей компании и конечным пользователем. Такой метод работы трудновыполним для большинства фирм-поставщиков оборудования. В конечном итоге, работая с такими компаниями, все сводится к простой покупке оборудования, без проведения экспертного оценивания, что и приводит к ошибкам указанным выше. Методы работы компании «Мелитэк» отличаются от наиболее распространенных в настоящее время.

Немного об истории фирмы и направлениях деятельности.

Компания «Мелитэк» была создана в Августе 1999 года на базе отдела автоматизации производства Государственного Научно-исследовательского Института Горно-Химического сырья (ГИГХС). До этого момента основной состав фирмы осуществлял проекты по автоматизации технологических процес-

сов на предприятиях горно-химической промышленности. В процессе реализации проектов по автоматизации на многих предприятиях будущие специалисты фирмы все чаще и чаще стали обращать внимание на практически полное отсутствие информации у потенциальных заказчиков о современном аналитическом оборудовании, которое служит одним из ключевых звеньев систем автоматизации процессов. Используя богатый опыт и знания, полученные за время работы в ГИГХС, в 1999 году было принято решение о создании компании «Мелитэк», основным направлением деятельности которой выбрано консультирование предприятий России и СНГ при выборе оборудования для контроля выпускаемой продукции, потому как за время работы в ГИГХС сформировалась серьезная информационная база по высококлассному аналитическому оборудованию, и которое на тот момент времени, практически не поставлялось в Россию и СНГ по причине ограничений, наложенных на сотрудничество с нашими странами правительствами основных Европейских государств и США. Вместо высококачественного современного оборудования на наш рынок поставлялись явно устаревшие системы, которые уже не находили спроса в Европе и США и вследствие чего имели очень низкую «привлекательную» стоимость. Но, как убедились наши специалисты, низкая цена это далеко не всегда высокое качество и широкие возможности.

Деятельность нашей фирмы началась с работ по внедрению систем для контроля химического состава металлов и сплавов, железорудного сырья, сыпучих и строительных материалов. Но, кроме анализа химического состава лаборатории практически любого предприятия интересовали вопросы контроля качества структуры материалов, а также их физико-механические свойства. В ответ на эти потребности в нашей фирме были открыты новые направления деятельности. В настоящее время в компании «Мелитэк» действуют следующие отделы по внедрению лабораторного оборудования:

Отдел химического анализа

Этот отдел поможет Вам правильно выбрать оптико-эмиссионные и рентгенофлуоресцентные анализаторы химического и структурного состава металлов, сплавов, руды, кокса и т.д. В спектре деятельности этого отдела также представлено оборудование для анализа газовых составляющих в металлах методом сжигания.

Отдел пробоподготовительного оборудования

Специалисты отдела оснастят Вашу лабораторию материаловедения системами для пробоподго-

товки. Специалисты отдела пробоподготовки профессионально подберут системы для подготовки образцов для дальнейшего исследования на оптических, лазерных и электронных микроскопах. Причем могут быть предложены как бюджетные решения для небольших лабораторий на базе компактных настольных систем, так и высокопроизводительные системы, встраиваемые в технологическую цепочку основного производства.

Отдел оптической и лазерной микроскопии

Здесь Вы найдете ответы на вопросы по оптической и лазерной микроскопии. В сотрудничестве со специалистами отдела микроскопии Вы получите профессиональные ответы на вопросы, какие микроскопы необходимы для решения задач Вашей лаборатории металлографии. Причем все микроскопы могут оснащаться цифровыми камерами и системами анализа и обработки изображения, которые практически исключают тяжелый труд оператора, связанный с постоянным наблюдением различных объектов в микроскоп. Практически все за него может сделать металлографический комплекс в составе: микроскоп – цифровая камера – программное обеспечение – персональный компьютер. При этом выдаются отчеты о микро-/ макро- структуре материалов согласно ГОСТ, ASTM, EN или в произвольной форме.

Отдел твердометрии

Здесь Вы сможете выбрать для своей лаборатории любое оборудование для измерения твердости материалов (твердомеры): от переносных малогабаритных моделей, до больших стационарных систем, встраиваемых в технологическую линию предприятия.

Отдел физико-механических испытаний

Отдел занимается поставкой и внедрением оборудования для контроля механических свойств материалов. В сфере ответственности этого отдела находятся испытательные машины для испытаний практически любых материалов на разрыв, сжатие, изгиб, скручивание и т.д. в режиме статического или динамического нагружения. Эти методы испытаний являются одними из основных, которые определяют свойства материалов и продукции, а значит и их стоимость. На испытательных машинах испытываются как стандартные образцы материалов, так и готовые образцы продукции.

Почему «Мелитэк»?

Чтобы ответить на этот вопрос нужно представить философию и методы работы фирмы.

Вот основные приемы, которые использует фирма на всем протяжении сотрудничества с заказчиком.

Системный подход при выборе оборудования

Этап 1. Техническое задание

Специалисты компании «Мелитэк» совместно со специалистами заказчика очень подробно изучают задачи, поставленные перед отделом или лабораторией качества. На этой стадии выявляются «узкие» места в работе лаборатории, составляется техническое задание и определяется перечень оборудования, для решения задач и усиления позиций заказчика.

Этап 2. Предварительная спецификация

На основе результатов, полученных после выполнения первого этапа работы, составляется предварительная спецификация на оборудование, предлагаемое к приобретению.

Этап 3. Посещение пользователей

На этом этапе представители потенциального заказчика оборудования посещают предприятия, где уже установлено оборудование, решающее близкие или аналогичные задачи. Проводятся совместные встречи с опытными и начинающими пользователями предлагаемого оборудования, в результате которых потенциальный пользователь получает информацию об оборудовании «из первых рук».

Этап 4. Оценка возможностей оборудования

Этот этап позволяет получить наиболее полную информацию о возможностях оборудования из рук профессионалов уже на заводе изготовителе. Для этого потенциальные пользователи оборудования выезжают на завод-изготовитель совместно со специалистами компании Мелитэк. Там они изучают модельный ряд предлагаемого оборудования, анализируют и испытывают образцы различных материалов, в том числе образцы предприятия, на котором они работают, посещают современные Европейские предприятия-пользователи предлагаемого оборудования, где получают очень важную информацию во-первых о работе выбранной модели прибора на этом предприятии, во-вторых, практически бесценную информацию о системе качества, современного производства.

Этап 5. Возможные корректировки спецификации

В процессе выполнения четвертого этапа потенциальный пользователь получает представление, как с помощью дополнительных принадлежностей, он может повысить эффективность использования выбранной модели прибора и снизить издержки

своего предприятия. Для этого проводится корректировка спецификации, которая служит в последующем базой для составления договора на поставку. На этом этапе заканчивается стадия выбора оборудования.

Сервисная поддержка заказчика

Работа по сервисной поддержке пользователя начинается уже на начальном этапе сотрудничества.

Этап 6. Инспекция и тестирование оборудования на заводе-изготовителе

Обязательным условием поставки современного контрольного оборудования на предприятие служит его инспекция и приемка на заводе изготовителе. Для этого технические специалисты заказчика совместно с инженерами фирмы Мелитэк выезжают на завод-изготовитель для проведения инспекции и приемки изготовленного оборудования. Для проверки функциональных возможностей аналитической техники и соответствия заявленным характеристикам пользователь анализирует привезенные с собой образцы материалов, качество которых в дальнейшем он будет контролировать с помощью выбранного оборудования. На этом этапе пользователь проходит вводный курс обучения по работе на новых приборах.

Этап 7. Внедрение оборудования на предприятии пользователя

Ввиду того, что были пройдены предыдущие шесть этапов, внедрение нового оборудования не составляет никаких проблем. Непосредственно монтаж оборудования в среднем занимает не более двух дней, а основной упор делается на обучение пользователей. Успешное внедрение оборудования на предприятии в данном случае понимается, как получение результатов, соответствующих техническому заданию, сформированному на первом этапе сотрудничества, и полностью удовлетворяющих пользователя. Для гарантии того, что выбранное оборудование в точности будет соответствовать заявленному ТЗ, наша компания использует дополнительный документ – акт выполнения работ по вводу оборудования в эксплуатацию, который подписывается обеими сторонами и является неотъемлемой частью договора. Пока акт ввода в эксплуатацию, договор с юридической стороны и со стороны бухгалтерии считается незакрытым, а работы незавершенными. Поэтому, все оборудование, установленное нашей компанией на различных предприятиях работает надежно и безотказно. Ввод оборудования в эксплуатацию и обучение специалистов производится силами сервисной службы нашей компании самостоятельно.

*Этап 8. Собственный сервисный центр
фирмы Мелитэк*

Компания Мелитэк представляет аналитическое оборудование выбранных фирм на эксклюзивной основе. Это значит, что кроме нашей компании и сети наших представителей на территории России и СНГ поставлять это оборудование никто не имеет права. Такой шаг позволяет строго контролировать качество поставляемого оборудования. Но широкие права подразумевают и серьезную ответственность, которую несет наша фирма перед изготовителями оборудования, но самое главное – перед потребителями. Для этих целей в главном офисе нашей фирмы в Москве создан сервисный центр по поддержке всего предлагаемого оборудования. Наши сервис-инженеры постоянно повышают свой профессиональный уровень, как минимум 2 раза в год выезжают на стажировку на заводы-изготовители оборудования для изучения новых образцов техники. Для быстрого реагирования на потребности наших пользователей в плане обслуживания техники, на базе компании Мелитэк есть склад запасных частей и расходных материалов, который позволяет в кратчайшие сроки обеспечивать наших пользователей всем необходимым. В случае отсутствия какой-либо необходимой запчасти на складе она заказывается на заводе изготовителе и отправляется в Россию экспресс почтой DHL ®. С этой службой у компании Мелитэк заключен долгосрочный контракт. Срок доставки в Россию в этом случае составляет не более 3-х дней.

*Этап 9. Учебный центр и демонстрационный зал
фирмы Мелитэк*

Чтобы помочь пользователю в выборе различного оборудования в центральном офисе нашей фирмы расположен постоянно действующий демонстрационный зал, где представлены различные модели аналитической техники, которую предлагает Мелитэк. Специалисты разных отраслей промышленности частые гости в нашем демонстрационном зале. Ежеквартально в нашем демонстрационном зале мы устраиваем семинары по современному аналитическому оборудованию для целевой аудитории на 15 – 20 человек. Это тематические семинары по использованию современной техники для контроля качества на металлургическом производстве, авиастроении, предприятиях ОПК и многих других отраслях промышленности.

*Этап 10. Послегарантийное и методическое
обслуживание*

Гарантией длительного срока эксплуатации представленного оборудования является его послегарантийное и методическое обслуживание. Для этого сервисный центр Мелитэк заключает договора на

послегарантийное обслуживание. В рамках этих договоров наши сервис-инженеры выезжают на предприятия пользователи оборудования для его профилактического обслуживания. Сервисные договоры заключаются в каждом случае индивидуально.

Вот всего лишь несколько примеров сотрудничества с различными предприятиями:

ФГУП ММП «Салют», г. Москва

Это предприятие выпускает военные и гражданские авиационные двигатели. Здесь полностью оснащены лаборатории спектрального анализа, установлены 4 линии материалографии, лаборатория физико-механических испытаний, лаборатория структурного анализа.

**ОАО «Корпорация ВСПО-Ависма»,
г. Верхняя Салда**

Лидер в производстве сплавов на титановой основе для авиации. На этом предприятии нами оснащены несколько лабораторий микроструктурного анализа, спектральная лаборатория, лаборатория механических испытаний.

ОАО «Авиадвигатель»

Разработчик авиадвигателей для современных самолетов Ил-96, Ту-204, Ту-214, Ил-76МФ и др., газотурбинных установок для энергетики и газоперекачки, поставщик газотурбинных электростанций. Отдел прочности этого предприятия оснащен современными машинами для испытаний на малоцикловую усталость, длительную прочность, ползучесть СРТУ и ТМУ.

ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»

Единственная в стране научно-исследовательская организация, осуществляющая комплексные научные исследования и разработки в области авиационного двигателестроения – от фундаментальных исследований физических процессов до совместной работы с ОКБ по созданию, доводке и сертификации новых двигателей, а также научного сопровождения их эксплуатации по надежности и отказам. В испытательном центре института ведется подготовка к монтажу комплекса из 7 машин для проведения испытаний на малоцикловую усталость и СРТУ материалов авиационного двигателя.

ФГУП «ВИАМ»

Крупнейшее материаловедческое государственное предприятие, которое на протяжении 75 лет разрабатывает материалы, определяющие облик изделий аэрокосмической техники. Лаборатории металлографии этого института наша фирма оснастила новейшим оборудованием для пробоподго-

товки образцов к микроструктурным исследованиям. Установлена современная испытательная техника для определения ударной прочности и трещиностойкости материалов на базе инструментированного копра с лазерной системой слежения за раскрытием трещины. Готовится к поставке комплекс из 3-х машин для испытаний на малоцикловую усталость и СРТУ материалов авиационного двигателя.

ОАО «СМК»

Ступинский металлургический комбинат, один из первенцев авиационной металлургии, образован в ноябре 1940 года, расположен в центральном регио-

не Европейской части России, в 100 км южнее Москвы. Испытательный центр оснащен машинами для испытаний на малоцикловую усталость, длительную прочность и кратковременные свойства авиационных сплавов.

ФГУП «ЦАГИ»

Крупнейший в мире центр авиационной науки. Отделение статической и тепловой прочности оснащено современными машинами для повторно статических испытаний композитных материалов планера самолета. Проводится модернизация ранее установленной испытательной техники.

Поступило в редакцию 19.05.2010

КОНТРОЛЬ ЯКОСТІ МАТЕРІАЛІВ – ПЕРШОРЯДНЕ ЗАВДАННЯ. ІННОВАЦІЙНИЙ ПІДХІД КОМПАНІЇ «МЕЛІТЕК» В ОСНАЩЕННІ ВИПРОБУВАЛЬНИХ ЦЕНТРІВ І ЛАБОРАТОРІЙ ЯКОСТІ ПІДПРИЄМСТВ І ІНСТИТУТІВ АВІАЦІЙНОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

І.Е. Анчевський, В.В. Ільїн

Приведено огляд методів роботи компанії «Мелітек» при оснащенні підприємств і дослідницьких установ аерокосмічної області промисловості сучасним аналітичним, випробувальним і металографією устаткуванням. Представлено коротку інформацію про історію виникнення компанії, напрямки діяльності, алгоритми роботи, інноваційних підходах компанії при здійсненні поставок і впровадження сучасного устаткування для контролю якості авіаційних матеріалів. Приведено доводи на користь системного підходу при оснащенні підприємств аерокосмічної галузі сучасним устаткуванням для контролю якості і прогнозування властивостей нових матеріалів. Представлено приклади реалізованих проектів на різних підприємствах і випробувальних науково-дослідних центрах авіаційної промисловості.

Ключові слова: міцність, механічні властивості, хімічний склад, твердість, мікроструктура, надійність конструкції, ресурс.

CONTROL OF QUALITY OF MATERIALS IS PRIMARY TASK. INNOVATIVE APPROACH OF COMPANY «MELITEK» IS IN EQUIPMENT CENTERS OF TESTERS AND LABORATORIES OF QUALITY OF ENTERPRISES AND INSTITUTES OF AVIATION INDUSTRY

I.E. Anchevskiy, V.V. Ilyin

The review of methods of work of company «Melitek» is resulted at the equipment of enterprises and establishments of researches of aerospace area of industry by a modern analytical, tester and metallography equipment. Short information is presented about history of origin of company, to directions activity, algorithms of work, innovative approaches of company during realization of deliveries and introduction of modern equipment for control of quality of aviation materials. Reasons are resulted in behalf on approach of the systems at the equipment of enterprises of aerospace industry by a modern equipment for control of quality and prognostication of properties of new materials. The examples of the realized projects are presented on different enterprises and centers of researches of testers of aviation industry.

Key words: durability, mechanical properties, chemical composition, hardness, microstructure, reliability of construction, resource.

Анчевский Иван Эразмович – Генеральный директор ООО «Мелитэк», Москва, Россия, e-mail: info@melytec.ru.

Ильин Владимир Владимирович – Начальник отдела физико-механических испытаний ООО «Мелитэк», Москва, Россия, e-mail: info@melytec.ru.