

УДК 621.793.74

Н.П. СТЕПАНУШКИН¹, В.П. КОЛЕСНИК¹, Д.В. СЛЮСАРЬ¹, О.В. ЖОРНИК²

¹ *Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского “ХАИ”, Украина*

² *ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина*

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПЛАЗМЕННОГО ИОННОГО УСКОРИТЕЛЯ С РАДИАЛЬНЫМ МАГНИТНЫМ ПОЛЕМ

Рассмотрены результаты экспериментального исследования технологического плазменного ионного ускорителя с радиальным магнитным полем. На их основании сделан вывод об оправданности применения газоразрядных камер с радиальным магнитным полем и сферических ионно-оптических систем при создании подобных технологических ускорителей.

плазменный ионный ускоритель, ионно-оптическая система, газоразрядная камера, ионно-плазменное технологическое оборудование, распыление, ионный пучок

Введение

В настоящее время технологические плазменные ионные ускорители находят всё более широкое применение. Они используются в микроэлектронике, оптической промышленности, при производстве режущего инструмента, а также при производстве различных деталей газотурбинных двигателей.

Постановка задачи

При применении в различных технологических процессах плазменный ионный ускоритель должен обеспечивать максимально возможную и регулируемую в широких пределах плотность ионного тока в пучке. Также важным технологическим параметром является равномерность плотности ионного тока по сечению пучка.

При проведении технологических процессов необходимо точно контролировать энергию ионов в пучке. Кроме того, технологический плазменный ионный ускоритель должен быть совместим с остальным оборудованием вакуумной технологической установки.

Следовательно, можно сформулировать требования, которым должен удовлетворять технологический плазменный ионный ускоритель:

1) максимальная, допустимая физическими законами, плотность ионного тока в пучке, что позволяет достичь необходимой производительности;

2) высокая однородность распределения плотности ионного тока по сечению пучка, что даёт возможность обрабатывать изделия с габаритами сопоставимыми с диаметром пучка;

3) высокий коэффициент использования рабочего тела, что является существенным при малой производительности откачивающей вакуумной системы;

4) возможность получения потоков частиц с точно заданными и регулируемыми в широких пределах плотностью тока и энергией, что позволяет точно контролировать все параметры технологического процесса;

5) простота конструкции;

6) ресурс, позволяющий в течение срока эксплуатации окупить производство ускорителя.

Результаты исследований

В Национальном аэрокосмическом университете «ХАИ» был разработан, изготовлен и испытан технологический плазменный ионный ускоритель [1] с радиальным магнитным полем и сферическими электродами ионно-оптической системы.

Схема ускорителя представлена на рис. 1.

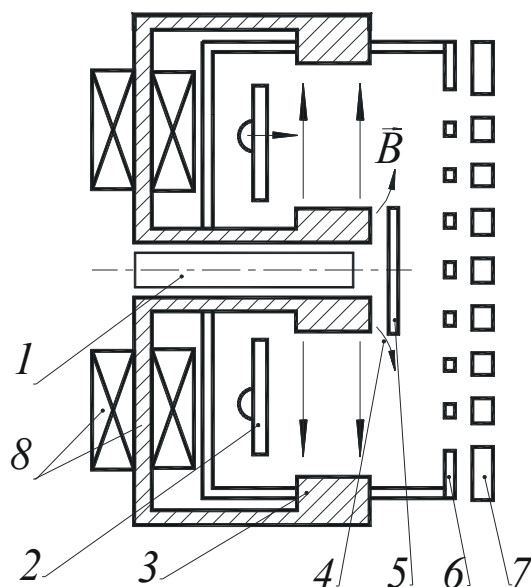


Рис. 1. Технологический плазменный ионный ускоритель с радиальным магнитным полем:
1 – катод; 2 – анод; 3 – газоразрядная камера;
4 – катодная щель; 5 – отражатель; 6 – экранный электрод; 7 – ускоряющий электрод;
8 – магнитная система

Газоразрядная камера (3) представляет собой цилиндр из нержавеющей стали, на котором укреплены остальные узлы ускорителя. Магнитная система (6) выполнена из шести радиальных магнитопроводов с катушками, замкнутых на периферийный и центральный полюсные наконечники. Анод выполнен в виде диска с коллектором, через который подаётся в газоразрядную камеру основной расход рабочего тела. В ускорителе применён газоразрядный полый катод, установленный в центральном полюсном наконечнике. В газоразрядном полой катоде в качестве эмиттера электронов используется вставка, выполненная из высокоэмиссионного материала LaB_6 . Для запуска катода и поддержания стабильного разряда в ГРПК используется вольфрамовый нагреватель. За катодом (по потоку) устанавливается отражатель (5), образующий вместе с центральным полюсным наконечником катодную щель (4), через которую электроны из прикатодной плазмы поступают в объём газоразрядной камеры.

Исследование распределения температуры электронов в сечении, соответствующем катодной щели (рис. 2) подтвердило механизм нагрева электронов в ней. Измерения параметров плазмы проводилось с помощью электростатических зондов.

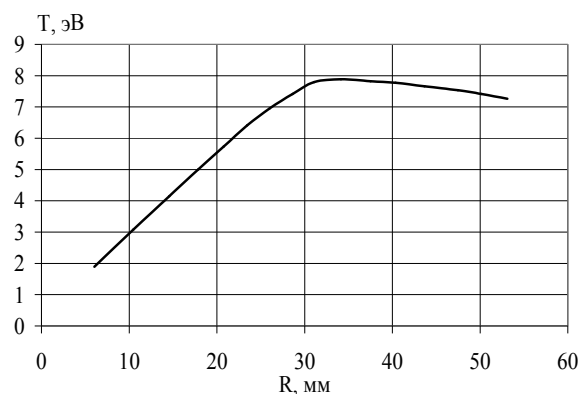


Рис. 2. Распределение температуры электронов по радиусу в сечении катодной щели

При проектировании магнитной системы учитывались следующие моменты. В катодной щели осевая составляющая магнитного поля должна быть много больше радиальной. Это необходимо для того, чтобы при движении электронов от оси ускорителя к периферии катодной щели в скрещенных $E \perp H$ полях создавались условия, способствующие их нагреву [2]. Таким образом, в объём газоразрядной камеры поступают высокоэнергетичные электроны, являющиеся причиной эффективной ионизации рабочего газа.

Основное радиальное магнитное поле создаётся в зоне перед анодом, что препятствует свободному уходу электронов из объёма газоразрядной камеры, тем самым, улучшая коэффициент их использования. В зоне перед ионно-оптической системой величина магнитной индукции на порядок меньше, что улучшает равномерность распределения плотности плазмы перед экраным электродом, в свою очередь, повышая равномерность ионного пучка.

Ионно-оптическая система представляет собой узел, состоящий из трёх электродов: экранного (6), ускоряющего (7) и замедляющего. Первые два элек-

трода – это густо перфорированные сферические сегменты. Применение сферических электродов в конструкции ионно-оптической системы даёт следующие преимущества [3]:

1) ионно-оптическая система сферической формы имеет высокую жёсткость, что позволяет применять электроды меньшей толщины. Это позволяет повысить плотность ионного пучка;

2) однонаправленное перемещение электродов, вызванное температурными напряжениями, что позволяет сохранять постоянным межэлектродный зазор. Это резко уменьшает число пробоев, позволяя ускорителю работать при меньших зазорах между электродами ионно-оптической системы, что также позволяет добиться большей плотности ионного пучка.

Разработанная ионно-оптическая система является поджатой, то есть такой, у которой диаметр отверстий в экранном электроде больше, чем в ускоряющем. Ионно-оптическая система данной конструкции может работать при меньших расходах рабочего газа при одном и том же ионном токе.

Следует отметить, что в электростатических ускорителях, каковым является технологический плазменный ионный ускоритель, при проектировании ионно-оптических систем необходимо применять все меры, приближающие плотность ионного тока в пучке к максимальной. Одной из таких мер является максимальная прозрачность экранного электрода для ионного потока. В нашем случае эта величина равняется 0,65.

Третий замедляющий электрод представляет собой кольцо из нержавеющей стали, выполненное заодно с экранном кожухом ускорителя.

Ускоритель с радиальным магнитным полем даёт возможность применять газоразрядные камеры с малым отношением длины разрядной камеры L к ее диаметру D . В нашем случае $L/D = 0,5$. Газоразрядные камеры с малой длиной имеют следующие преимущества:

1) уменьшаются потери ионов на стенках ГРК из-за уменьшения их площади;

2) в результате уменьшения длины свободного пробега снижается количество двукратно заряженных ионов.

Первое улучшает энергетические характеристики ТПИУ и увеличивает коэффициент использования рабочего тела. Второе увеличивает ресурс ТПИУ. Измерения, проведенные на работающем ускорителе, показали, что доля двукратно заряженных тонов составляет $\sim 0,7\%$ от общего количества ионов. Проведенные исследования параметров плазмы в объёме газоразрядной камеры показали, что распределения плотности плазмы перед экраном (рис. 3), которая на прямую связана с однородностью пучка, лежит на уровне $\sim 0,8$.

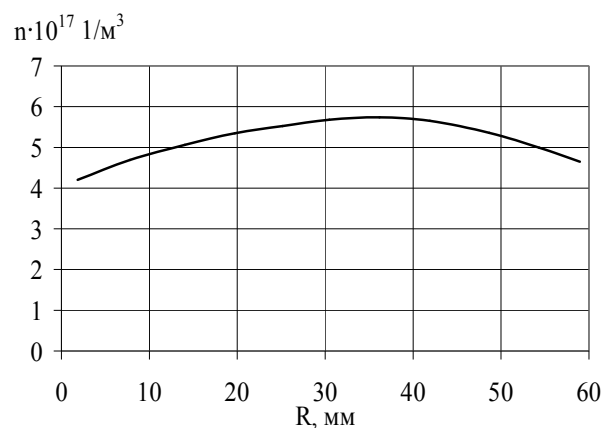


Рис. 3. Распределение плотности плазмы по радиусу в газоразрядной камере перед экраном

Данная модель технологического плазменного ионного ускорителя предназначена для работы с газообразными рабочими телами.

Газ подаётся в газоразрядную камеру по двум каналам. Одна часть ($\sim 20 \div 30\%$) направляется в катод, а вторая часть ($\sim 70 \div 80\%$) – в анодный коллектор.

Возможно применение двух различных газов. Для работы катода необходим нейтральный газ (Ар-

гон, Криптон, Ксенон), причём для увеличения ресурса газоразрядного полого катода этот газ должен иметь чистоту на уровне 0,999.

В качестве основного рабочего тела возможно применение как нейтральных газов, так и реактивных (например O_2 , F_2 , Cl_2). Испытания и исследования описываемого технологического плазменного ионного ускорителя проводились на аргоне. Регулировка расхода производилась с помощью натекателей. Диапазон регулировки энергии ионов в пучке лежит в пределах 0,5 ÷ 3,5 кэВ, при стабильной работе ускорителя. Изучение эрозии электродов ионно-оптической системы показало, что ожидаемый ресурс ускорителя, обусловленный их стойкостью, лежит на уровне 3000 часов.

В настоящее время проводятся работы по совершенствованию конструкции технологического плазменного ионного ускорителя, его физическим исследованиям и расширению области его применения.

Заключение

На основании проведенных исследований показано, что использование в конструкции технологических плазменных ионных ускорителей газоразрядных камер с радиальным магнитным полем позволяет добиться высокой равномерности плотности ионного тока по сечению пучка. Кроме того, газоразрядные камеры подобной конструкции обеспечивают высокий коэффициент использования рабочего тела, что очень важно при невысокой производительности вакуумной системы технологической установки. Это даёт возможность сделать вывод о целесообразности применения газоразрядных камер с

радиальным магнитным полем при проектировании технологических плазменных ускорителей.

Проведенные исследования также показали, что сферические ионно-оптические системы позволяют получать при помощи технологических плазменных ионных ускорителей ионные пучки с высокой, регулируемой в широком диапазоне плотностью ионного тока. При этом они обладают достаточно большим ресурсом и стабильностью параметров. Благодаря этим своим качествам сферические ионно-оптические системы тоже могут быть рекомендованы для использования в технологических плазменных ионных ускорителях.

Литература

1. Применение плазменного ионного ускорителя при производстве и ремонте изделий авиационно-космической техники / Н.В. Белан, А.Н. Прокопенко, Н.П. Степанушкин, В.П. Колесник, Д.В. Слюсарь, В.В. Севернюк // Новые разработки и технологии в газотурбостроении. Материалы 2-й научно-технической конференции, 23-25 июня 2004 г. – Кривой Рог: Констар. – С. 63 – 66.
2. Brophy J.R., Wiebur P.J. Design model for the baffle aperture region of a hollow cathode thruster // AJAAPaper. – 1981. – № 752. – P. 8.
3. Rawlin V.K. Performance of 30-sm ion thrusters with dished accelerator grid. // AJAAPaper. – 1973. – № 1055. – P. 11.

Поступила в редакцию 25.04.2005.

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. А.К. Гнап, Национальный аграрный университет, Харьков.

УДК 621.452

В.А. ЗРЕЛОВ, А.И. БЕЛОУСОВ, М.Е. ПРОДАНОВ*Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королева «СГАУ», Россия***РАЗРАБОТКА КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ ТРДД
С ВЫСОКИМИ УДЕЛЬНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ**

На примере отечественных ТРДД проанализированы конструктивные схемы двигателей, имеющие лучшие основные параметры. Эти схемы сравнены с конструктивными схемами лучших зарубежных ТРДД. Выявлены конструктивные особенности таких двигателей. На примере выбора схемных признаков проанализированных ТРДД сделана экспертная оценка применения некоторых конструктивно-схемных решений. Проведенное исследование позволило разработать предполагаемые конструктивные схемы ТРДД, имеющего высокие удельные параметры. Эти схемы созданы с учетом опыта и традиций отечественных авиадвигателестроителей.

конструктивная схема, параметры, удельный расход топлива, турбореактивный двухконтурный двигатель, ротор, опора

Введение

На примере ТРДД рассмотрим конструктивные схемы двигателей, имеющих лучшие основные параметры, характеризующие уровень их технического совершенства. Эти двигатели определены на основе установленных закономерностей изменения основных параметров отечественных ГТД [1]. Как следует из анализа этих закономерностей, такими двигателями являются:

- серийные Д-18Т, Д-436, ПС-90А;
- опытные НК-110, НК-93, НК-56, НК-64, НК-62, Д-27;
- проектируемые Х27-2005А, Д-100, Д-110, ПС-90А2, ПС-7, ПС-14, ПС-18, НК-44.

Из сравнения конструктивных схем этих двигателей [1] видно, что они выполнены либо двухроторными (ПС-90А, ПС-90А2, Д-100, Д-110, Х27-2005А), либо трехроторными (Д-18Т, Д-436, НК-93, НК-110, НК-56, НК-62, НК-63, НК-64). У части двигателей (опытных и проектируемых) имеется редукторный привод вентилятора (НК-93, НК-110, НК-62, Х27-2005А, Д-27, Д-110, ПС-14Р, ПС-18Р). Изложенное также относится и к лучшим современным

зарубежным ТРДД (GE-90, Trent 800, PW 2000, PW 4000, PW 6000, PW 8000, GP 7000).

Результаты исследований

Еще одной характерной особенностью таких ТРДД является наличие двухопорных роторов каскадов высокого давления и минимального общего количества силовых поясов (3 ... 4). При этом во всех рассмотренных отечественных и зарубежных двигателях реализуются схемы с передним расположением опоры ротора компрессора высокого давления (в подавляющем большинстве двигателей – с радиально-упорным подшипником).

Большинство схем имеют одноступенчатую турбину высокого давления с радиальной опорой, расположенной за турбиной (НК-93, НК-110, НК-56, НК-62, НК-64, Д-436, Д-18Т, Д-27, Х27-2005А, Trent 800, GE 90, GP 7000). У последних двух двигателей (GE 90 и GP 7000) турбина высокого давления двухступенчатая.

В каскаде вентилятора во всех схемах радиально-упорный подшипник установлен в задней опоре вентилятора. Турбина вентилятора расположена либо

консольно относительно опоры (Д-27, Х27-2005А, НК-93, НК-56, НК-62, НК-64), либо перед опорой (ПС-90А, Д-100, Д-110, Д-436, Д-18Т, GE 90, PW 2000, PW 4000, PW 6000, PW 8000, GP 7000). Силовое замыкание турбокомпрессора в анализируемых ТРДД либо внешнее (Д-436, Д-18Т, Д-27, Х27-2005А, НК-93, НК-110, НК-56, НК-64, НК-44, GE 90, GP 7000, Trent 800), либо разветвленное (ПС-90А, Д-100, Д-110, PW 2000, PW 4000, PW 6000).

Почти все двигатели имеют кольцевую камеру сгорания, кроме ТРДД ПС-90А, ПС-90А2. Здесь следует заметить, что в проекте двигателей поколения 5+ Пермского ОАО «Авиадвигатель» также предусматривается кольцевая камера сгорания.

Во многих схемах предполагается применение сварных соединений в барабан-но-дисковых роторах компрессоров (Д-18Т, Д-436, Х27-2005А, НК-93, НК-44, Д-100, Д-110), либо эти соединения фланцевые (НК-93, НК-110, ПС-9, ПС-14, ПС-18). В двигателях ПС-90А, ПС-90А2 роторы компрессоров – дисковые.

На примере выбора схемных признаков [2, 3] проанализированных лучших отечественных и зарубежных ТРДД (табл. 1) сделаем оценку применения некоторых конструктивно-схемных решений. Занесенные в табл. 1 оценки этих решений получены с использованием метода попарного сравнения (15 – наилучшие, 1 – наихудшие).

Таблица 1
Экспертные оценки
конструктивно-схемных решений ТРДД

У1	У010	5
	У03	2
	У011	3
	У08	5
...	...	...
У19	У191	9
	У192	6
...	...	...

Здесь использованы обозначения из матрицы признаков конструктивных схем ТРДД (табл. 2) и пример выбора схемных признаков ТРДД из этой матрицы (табл. 3).

Таблица 2

Параметры, определяющие
конструктивную схему ТРДД
(матрица признаков конструктивных схем ТРДД)

№ п/п	Классификационный признак	Обозначение	Частичное решение	Обозначение
1.	Конструктивная схема турбокомпрессора газогенератора	У1	По типу А1...А13 (табл. 4)	У01 . . У013
...	...	...	...	...
19.	Количество силовых поясов в турбине	У19	Один Два Три Четыре	У191 У192 У193 У194
...	...	...	...	...

Суммарную оценку следует проводить с учетом традиций и опыта проектирования, производства и эксплуатации двигателей.

Следует заметить, что представленные в табл. 2 оценки конструктивно-схемных решений отражают авторский взгляд на эту проблему. У других экспертов оценки могут несколько отличаться, но интегральная оценка существенно не изменится. Таким образом, наиболее высокие оценки получили следующие конструктивные решения.

Во всех схемах ротор компрессора каскада высокого давления имеет переднюю фиксирующую, а ротор турбины этого каскада – заднюю радиальную опору. Такая схема предполагает применение наружного силового замыкания турбокомпрессора. Большинство проанализированных ТРДД не имеют редукторного привода компрессора и выполнены по двухроторной схеме. В двухроторных компрессорах имеется один силовой пояс, а в трехроторных – два. Ротор компрессора высокого давления барабанно-дискового типа сварной.

Таблица 3

Пример выбора схемных признаков ТРДД из матрицы признаков конструктивных схем ТРДД

Классификационный признак	Двигатели										
	Д-18Т Д-436	ПС-90А	НК-93	НК-56	...	ПС-12	Trent-800	GE-90	PW-8000	V.2500 PW-2000 PW-4000 PW-6000	CFM-56
У1	У010	У03	У011	У011	...	У08	У010	У010	У08	У08	У011
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
У19	У192	У 192	У191	У191	...	У191	У192	У192	У191	У191	У191
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...

Лопатки вентилятора широкохордные сварные без антивибрационных полок. Ротор вентилятора имеет две опоры.

Ротор турбины вентилятора имеет одну заднюю радиальную опору. В турбине используется один силовой пояс. Во всех схемах корпус компрессора ВД имеет двойную стенку.

Выявлено, что в процессе развития отечественных двигателей уменьшилось количество их деталей, роторы стали делать двухопорными, со сварным соединением элементов, с объединением несколько опор в один силовой пояс. В опорах турбин ТРДД современных и перспективных двигателей использованы также межвальные подшипники, при этом в большинстве двигателей в каскаде высокого давления используется одноступенчатая турбина.

На основе установленных закономерностей изменения основных параметров отечественных двигателей [1] определены лучшие ТРДД, проанализированы их конструктивно-силовые схемы и выявлены тенденции их изменения. Сравнение с лучшими зарубежными ТРДД показало схожий характер формирования их конструктивно-силовых схем (рис. 1).

Проведенное исследование позволяет разработать предполагаемые конструктивные схемы ТРДД, имеющего высокие удельные параметры, с учетом

опыта и традиций отечественных авиадвигателестроителей. Это двигатель с большой ($m = 6 \dots 12$) или сверхбольшой ($m = 15 \dots 25$) степенью двухконтурности, трех- или двухроторный, с минимальным количеством опор (по две опоры на каждый ротор) и минимальным расстоянием между ними, минимальным количеством силовых поясов (в турбине – один). Для уменьшения расстояния между опорами и, следовательно, увеличения жесткости ротора часть ступеней компрессоров может располагаться консольно относительно опоры. В связи с тенденцией роста температуры газа на турбине для обеспечения высоких показателей надежности при минимальной массе двигателя лучше опору турбины высокого давления расположить за турбиной (рис. 2).

Турбина высокого давления одноступенчатая. Роторы компрессоров – сварные, с передними радиально-упорными подшипниками.

Из анализа параметров [1] следует, что по значениям удельных параметров одним из лучших является опытный ТВВД НК-110, имеющий заднее расположение винто-вентилятора.

Однако, ТРДД или ТВВД, созданные по такой схеме, при современном уровне развития технологии и материаловедения могут иметь низкую надежность вентилятора (винто-вентилятора) из-за влияния на него высокой температуры расположенной рядом турбины.

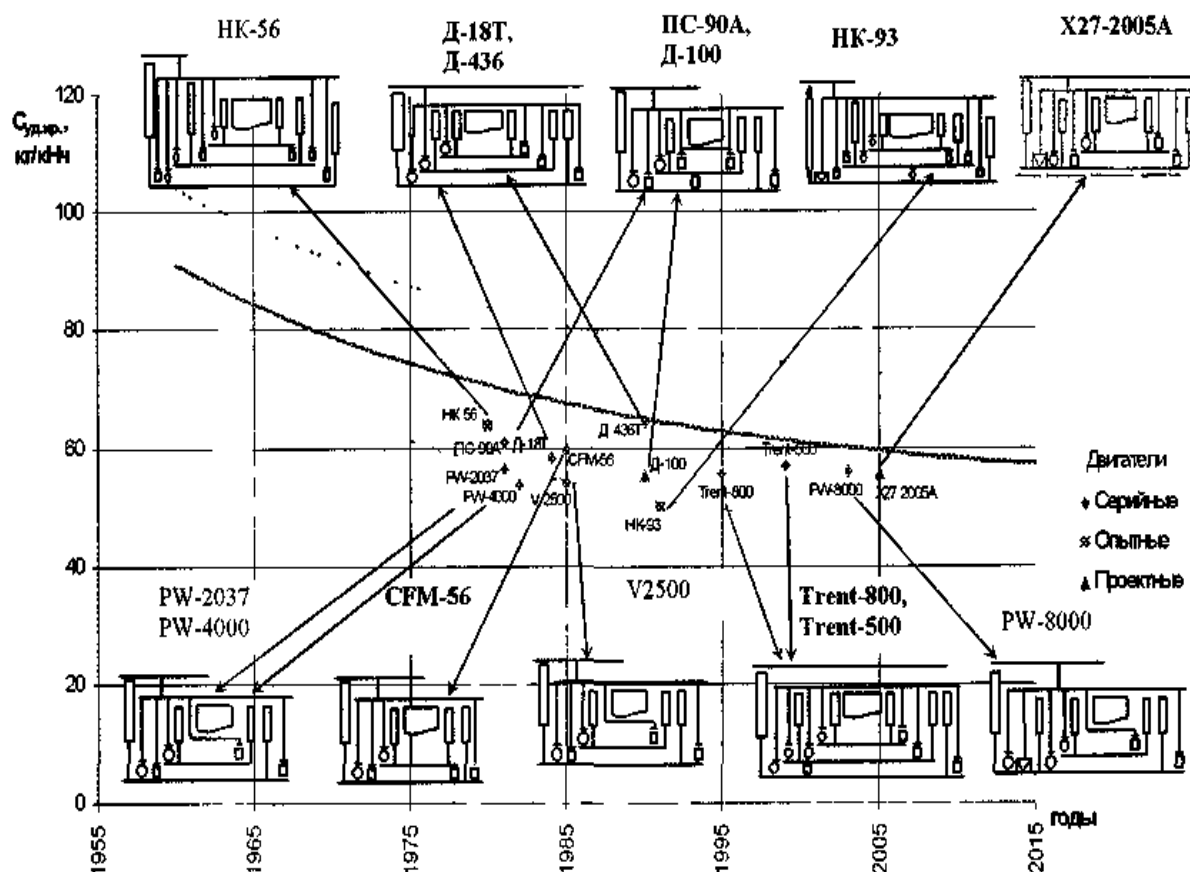


Рис. 1. Изменение удельного расхода топлива ТРДД на крейсерском режиме по годам создания двигателей и их конструктивные схемы

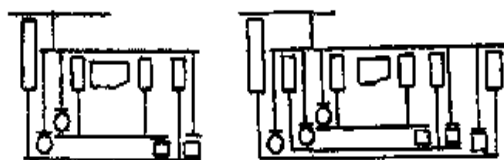


Рис. 2. Предполагаемые конструктивные схемы ТРДД

Вероятно, поэтому не были реализованы и не вышли из стадии экспериментальной отработки отечественные ТРДД Д-40 и Д-50, а также более поздние зарубежные двигатели GE 36, PW-Allison 578-DX, RB 529.

Проработку различных версий конструктивных схем двигателя удобно осуществлять в среде систем управления данными о продукте (PDM), позволяющей работать с информационными и объемными моделями двигателя на всех стадиях его жизненного цикла [4]. Информационная модель поддерживает все уровни иерархии описаний и представляется

электронными карточками систем управления базами данных. В частности, в этих карточках содержится информация о подшипниках, используемых в отечественных авиационных газотурбинных двигателях.

Следует отметить, что практически все отечественные ГТД имеют подшипники роторов турбокомпрессоров, изготовленные Самарским ОАО «Завод авиационных подшипников».

Как следует из выполненного анализа развития авиационных газотурбинных двигателей, процесс их конструктивного совершенствования продолжается. При этом изменение практически любого параметра Π двигателя качественно имеет вид, показанный на рис. 3.

Для ГТД как для тепловой машины практически все параметры имеют предельные значения, выражаемые асимптотами кривых 1 или 2.

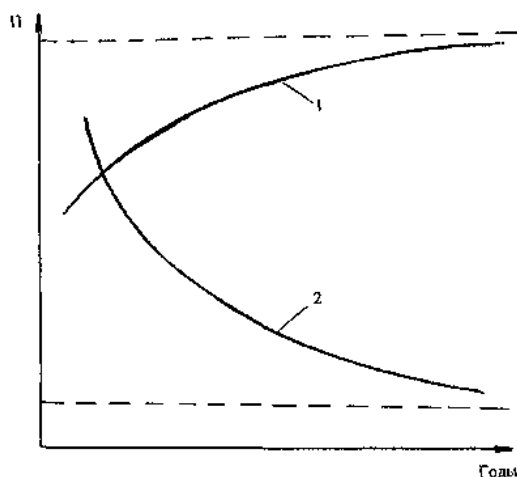


Рис. 3. Качественная картина изменения параметров авиационных ГТД

Следует учесть, что стоимость создания авиационных ГТД постоянно возрастает. Это позволяет сделать вывод, что каждое улучшение любого параметра двигателя потребует все больших затрат при неизменных технологии и применяемых материалах, характерных для принятой методологии создания двигателей данного поколения, т.е. эффективность улучшения параметров ГТД постоянно снижается. Это обстоятельство позволяет сравнить современное состояние газотурбинного двигателестроения с периодом, когда на смену поршневым моторам пришли газотурбинные. Это – качественное, скачкообразное изменение в двигателестроении. Хотя период от первых качественных шагов в газотурбинном двигателестроении до начала серийного производства ГТД занял около двадцати лет, в течение которых продолжалось совершенствование поршневых двигателей, он исторически был предопределен. В настоящее время в связи с приближением параметров ГТД к их предельным значениям, (например, температура газа перед турбиной не мо-

жет превысить ее стехиометрического значения для применяемых углеводородных топлив), следует ожидать качественного скачка в развитии авиации. Для его реализации в будущем необходимо, по-видимому, финансировать фундаментальные исследования, направленные на поиск альтернативных технических решений, способствующих разработке новых принципов реализации полета аппаратов тяжелее воздуха, например, электромагнитных, антигравитационных и др.

Литература

1. Зрелов В.А. Отечественные ГТД. Основные параметры и конструктивные схемы: Учебное пособие. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т. – Ч. 1. – 2002. – 210 с.; Ч. 2. – 2002. – 240 с.
2. Белоусов А.И., Косицын И.П., Рождественский С.Н. Гидрогазодинамическое проектирование турбонасосных агрегатов двигателей летательных аппаратов: Учебное пособие / Под общей ред. доц. А.И. Белоусова. – Куйбышев: КуАИ, 1974. – 136 с.
3. Белоусов А.И. Конструктивные и силовые схемы турбомашин двигателей летательных аппаратов: Учебное пособие. – Куйбышев: КуАИ, 1988. – 92 с.
4. Научный вклад в создание авиационных двигателей / Под ред. В.А. Скибина. – Кн. 1. – М.: ЦИАМ, 2001. – 725 с.

Поступила в редакцию 25.04.2005

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

УДК 629.7.015.4-192

А.М. АРАСЛАНОВ, Б.Г. МИНГАЗОВ

Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева, Россия

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ МОДЕРНИЗАЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ДВИГАТЕЛЯ С УЧЕТОМ НАДЕЖНОСТИ

В предположении случайного характера взаимодействия конструкции с окружающей средой, предлагается методология проектирования элементов конструкции с предписанной надежностью.

надежность, проектирование конструкций, наработка на отказ

Введение

В практике модернизации старых и создании новых конструкций двигателей часто возникает необходимость иметь некоторые оценки для надежности, интенсивности отказов и средней наработки на отказ для проектируемых элементов конструкций.

При этом было бы желательно широкое использование имеющихся данных по экспериментальным данным предшествующих аналогов. Также интересна задача обратная вышеупомянутой, в которой требуется определить проектные параметры вновь конструируемого элемента конструкции, который на этапе проектирования имел бы необходимый уровень надежности и средней наработки на отказ.

Для лучшего понимания идеи предлагаемого подхода и прозрачности рассуждений в качестве модели для закона изменения надежности во времени принята широко используемая простейшая модель в виде экспоненциального закона $H(t) = e^{-\lambda t}$. В качестве модели для определения надежности в любой момент времени принята модель “нагрузка-прочность”.

Результаты исследований

Рассмотрим вопросы нахождения параметров закона изменения надежности во времени по экспоненциальному закону типа

$$H(t) = e^{-\lambda t} \quad (1)$$

для вновь создаваемого элемента изделия по известным параметрам аналогичного закона предшествующего прототипа. Пусть для этого прототипа элемента изделия этот закон известен и представляет собой

$$H_1(t) = e^{-\lambda_1 t}, \quad (2)$$

где параметр λ_1 известен из многолетнего опыта эксплуатации прототипа.

Пусть для вновь создаваемого изделия этот закон имеет вид

$$H_2(t) = e^{-\lambda_2 t}, \quad (3)$$

где λ_2 неизвестен и подлежит определению.

Прологарифмируем обе части вышеописанных выражений (2) и (3):

$$\lg H_2 = -\lambda_2 t \lg e;$$

$$\lg H_1 = -\lambda_1 t \lg e.$$

Их отношение будет выглядеть как

$$\frac{\lambda_2}{\lambda_1} = \frac{\lg H_2}{\lg H_1},$$

$$\text{т.е.} \quad \lambda_2 = \lambda_1 \frac{\lg H_2}{\lg H_1}. \quad (4)$$

В этом соотношении H_1 и H_2 – надежности, закладываемые в прототип и новое изделие при проектировании. Для их определения можно воспользоваться подходами, изложенными в широко извест-

ных работах [1, 2], где приведены многочисленные графики и аналитические выражения, практически для всех возможных комбинаций законов распределения вероятностей нагрузки и несущей способности, или в общем случае, “входа” системы и границ области допустимых значений параметра поведения изделий (“выхода” системы).

Учитывая, что средняя наработка на отказ для экспоненциального закона определяется как

$$T_{cp} = \frac{1}{\lambda}, \quad (5)$$

то, имея в виду (4), для средней наработки на отказ вновь создаваемого элемента изделия имеем

$$T_{2cp} = T_{1cp} \frac{\lg H_1}{\lg H_2}. \quad (6)$$

Можно поставить и другую задачу: какую надежность H_2 нужно заложить на этапе проектирования вновь создаваемого элемента изделия, чтобы обеспечить заданную наработку на отказ $T_{зад}$, при известной средней наработке на отказ T_{1cp} .

Из (6) следует

$$\lg H_2 = \frac{T_{1cp}}{T_{зад}} \lg H_1, \quad (7)$$

так как $T = \frac{1}{\lambda}$, или

$$\lg H_2 = \frac{\lambda_{зад}}{\lambda_1} \lg H_1. \quad (8)$$

Поясним процедуру определения $\lambda_2(T_{2cp})$, а также необходимый уровень закладываемой при проектировании надежности H_2 для нового изделия на примерах.

Пример. Пусть для прототипа изделия U1 в качестве расчетной модели взята сферическая тонкостенная оболочка радиуса $r = 1$ м, толщиной $\delta = 0,001$ м. Внутреннее давление внутри оболочки случайно с нормальным законом распределения и параметрами $m_q = 0,133$ МПа, $\sigma_q = 0,0133$ МПа. Несущая способность материала конструкции также

случайна с нормальным законом распределения с параметрами $m_R = 200$ МПа, $\sigma_K = 20$ МПа. При таких параметрах нагрузки q и несущей способности R , и толщины оболочки δ надежность, заложенная в изделие, можно определить следующим образом.

Напряжения в стенке конструкции S равны

$$S = \frac{qr}{\delta} = \frac{q1}{0,001} = 1000q,$$

отсюда

$$m_s = 133 \text{ МПа}; \quad \sigma_q = 13,3 \text{ МПа}.$$

Надежность оболочки равна

$$H_1 = \Phi(\gamma_1),$$

где Φ – функция Лапласа.

$$\gamma_1 = \frac{m_{R-s}}{\sigma_{R-s}} = \frac{m_R - m_s}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_s^2}} = \frac{n-1}{\sqrt{A_R^2 + n^2 A_s^2}},$$

$$\text{где } n = \frac{m_R}{m_s}; \quad A_R = \frac{\sigma_R}{m_R}; \quad A_s = \frac{\sigma_s}{m_s}.$$

Для наших данных $n = 1,5$; $A_R = 0,1$; $A_s = 0,1$:

$$\gamma = \frac{1,5-1}{\sqrt{0,01+1,5^2 \cdot 0,01}} = 2,77.$$

По таблицам находим:

$$H_1 = \Phi(2,77) = 0,9972;$$

$$\lg H_1 = -0,001217.$$

Пусть для вновь создаваемого изделия все параметры те же, но взят другой материал, т.е. вместо ХН7010 с $m_R = 200$ МПа, $\sigma_K = 20$ МПа взята сталь ХН60В с $m_R = 230$ МПа, $\sigma_K = 23,0$ МПа.

Тогда для вновь создаваемого изделия

$$n = 230/133 = 1,725;$$

$$\gamma_2 = \frac{1,725-1}{\sqrt{0,01+1,725^2 \cdot 0,01}} = 3,63604;$$

$$H_2 = \Phi(3,63604) = 0,99986;$$

$$\lg H_2 = -0,0000608.$$

Тогда

$$\frac{\lambda_2}{\lambda_1} = \frac{\lg H_2}{\lg H_1} = \frac{-0,0000608}{-0,001217} = 0,05.$$

Таким образом, для вновь издаваемого изделия можно прогнозировать λ_2 как

$$\lambda_2 = 0,05\lambda_1;$$

Пусть по экспериментальным данным для прототипа $\lambda_1 = 10^{-4}$ час⁻¹; тогда

$$\lambda_2 = 0,05 \cdot 10^{-4} = 5 \cdot 10^{-6} \text{ час}^{-1}$$

или в средних наработках на отказ;

$$T_1 = \frac{1}{\lambda_1} = 10^4 \text{ час};$$

$$T_2 = \frac{1}{\lambda_2} = \frac{1}{5 \cdot 10^{-6}} = 0,2 \cdot 10^6 \text{ час}.$$

Таким образом, использование нового материала может дать существенное увеличение наработки на отказ.

Задача. Как спроектировать новые изделия, которое по прогнозу имело бы заданную наработку на отказ $T_{зад}$?

Пусть $T_{зад.ср} = 10^7$. Для прототипа имеем $\lambda_1 = 10^{-4}$, т.е. $T_{1.ср} = 10^4$ час.

Выше было получено, что надежность, закладываемая в проектируемое изделие, которое обеспечивает $T_{зад}$, можно определить как

$$\lg H_2 = \frac{T_{1.ср}}{T_{зад}} \cdot \lg H_1.$$

У нас $H_1 = 0,9972$; $\lg H_1 = -0,001217$, тогда

$$\lg H_2 = \frac{10^4}{10^7} \cdot (-0,001217) = -1,217 \cdot 10^{-6};$$

$$H_2 = 10^{-1,217 \cdot 10^{-6}} = 0,999997197.$$

Следовательно, необходимая средняя наработка на отказ будет обеспечена, если заложить в проектируемое изделие надежность равную H_2 .

Это можно сделать двумя путями:

а) увеличение величины несущей способности, т.е. m_R (либо новый материал, либо какой то способ увеличения m_R старого материала):

$$\Phi(\gamma) = 0,999997197,$$

тогда

$$\gamma = 4,54;$$

$$\gamma = \frac{n-1}{\sqrt{A_R^2 + n^2 \cdot A_S^2}} = 4,54;$$

$$n^2 - 2,52n + 1 = 0;$$

$$n = 2,02.$$

Тогда $m_{R\text{ннеоб}} = n \cdot m_s = 2,02 \cdot 133 = 268,66$ МПа;

в) второй путь связан с уменьшением действующих напряжений, путем увеличения толщины облочки:

$$m_{s\text{ннеоб}} = \frac{m_R}{n} = \frac{230}{2,02} = 113,86 \text{ МПа};$$

$$m_{S\text{ннеоб}} = \frac{m_q \cdot r}{\delta_{\text{необх}}} = 113,86;$$

$$\frac{0,133 \cdot 1}{\delta_{\text{необх}}} = 113,86;$$

$$\delta_{\text{необх}} = 0,001168 \text{ м}.$$

Вывод

Таким образом, рассмотренный метод позволяет оценить надежность изделия с учетом изменения свойств материала по наработке.

Литература

1. Арасланов А.М. Расчет элементов конструкций при случайных нагрузках. – М.: Машиностроение, 1987. – 128 с.
2. Капур А., Ламберсон А. Надежность и проектирование систем. – М.: Машиностроение, 1980. – 250 с.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Р.И. Адгамов, Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева, Казань.

УДК 621.165 : 621.65.03

В.Ф. ШАТОХИН, С.Д. ЦИММЕРМАН*ОАО «Калужский турбинный завод», Россия***РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ КАТАСТРОФ АГРЕГАТОВ.****Часть 1. Анализ катастрофических аварий и постановка задачи**

Катастрофические аварии турбоагрегатов электрических станций рассматриваются как процесс ликвидации организованно действующих объектов, подчиняющийся единой общей закономерности при создании определенных условий его возникновения и независимо от причин, вызывающих начало этого процесса. Аварии с полным разрушением случаются с малыми и большими по мощности агрегатами, но катастрофические последствия сопровождают, естественно, аварии мощных установок. Требования к надежности работы ТА должны быть едиными для всех типов ТА. Показана назревшая необходимость разработки системы предотвращения катастроф агрегатов (СПКА). СПКА включает в себя анализ катастрофических аварий, конструкторские и технологические решения, разработку алгоритмов и программ для ПК моделирования возможных нестационарных процессов при внешних кинематических воздействиях, мгновенной разбалансировке и пр. СПКА, в частности, может быть разработана на основе существующих элементов (амортизаторов, демпферов, ограничителей перемещений) противоударной защиты ТА специального назначения. СПКА включает в себя и совершенствование мер раннего выявления дефектов, способных стать началом развития ликвидационного процесса.

В части 1 проведен анализ известных авторам аварий ТА различного назначения наряду с анализом имеющихся алгоритмов и программ для ПК моделирования нестационарных колебаний роторов ТА.

турбоагрегат (ТА, турбогенератор), валопровод (ротор), катастрофическая авария (ликвидационный процесс), синхронный и асинхронный обкат ротора по корпусу, крутильный удар, нестационарные колебания, короткое замыкание (КЗ), мгновенная разбалансировка, внешнее кинематическое воздействие ударного характера.

Жизнь любого организованно действующего объекта (биологического, механического) можно разбить на три основные фазы: создание, деятельность, выход из строя (ликвидация). В процессе рождения и работы уже закладываются элементы, способствующие развитию ликвидационного процесса и прекращению деятельности объекта. В приложении к механическим устройствам (например, к энергетическим установкам различного назначения с вращающимися роторами) ликвидационным процессом является катастрофа (авария с катастрофическими последствиями). Катастрофа – это процесс прекращения деятельности механизма, как организованной системы, и переход работающей системы в груды неорганизованной субстанции с последствиями, иногда опасными для обслуживающего персонала, сооружений и экологических условий. Аварии с полным разрушением случаются с малыми и большими по мощности агрегатами, но катастрофи-

ческие последствия сопровождают, естественно, аварии мощных установок.

Предупреждению аварий способствуют плановые и профилактические ремонты с тщательной дефектоскопией ответственных деталей, осмотры и мониторинг вибрационного состояния ТА. И это правильно (болезнь лучше предупредить). Но все-таки огромных затрат на предупреждение аварий и катастроф оказывается недостаточно, так как они продолжают случаться. За последние пару лет в России произошли две крупнейшие аварии с пожарами турбин, генераторов: ТА 135 МВт ТЭЦ ВАЗа и блока 300 МВт Каширской ГРЭС с разрушением машинного зала. Опасность возрастания их числа в перспективе определяется выработкой ресурса основным парком энергетических машин страны. В настоящее время выполняется модернизация энергоблоков 300 МВт, а их только в России 58. Всего было изготовлено 130 энергоблоков такой мощ-

ности и практически все действуют до настоящего времени. По одним оценкам выработка ресурса составляет 70% (а по другим оценкам 80%) установленной мощности оборудования электрических станций (ЭС). В связи с этим многократно увеличивается возможность аварийных ситуаций на ЭС. Атомная и тепловая энергетика традиционно относятся к наиболее ответственным отраслям промышленности, а в сложившихся условиях внимание к увеличению надежности эксплуатируемого оборудования станций возрастает многократно. Систематический и более жесткий контроль за появлением трещин в элементах валопровода продолжает оставаться важной, но далеко не единственной задачей. Перед угрозой новых катастрофических аварий последней фазе существования ТА – ликвидационному процессу – уделяется все большее внимание. Необходимо разобраться с механизмом развития ликвидационного процесса. На первом этапе важно обобщить имеющиеся данные по катастрофическим авариям и на основе этого разработать способы предотвращения катастроф. Последнее невозможно без теоретического анализа переходных процессов при различных воздействиях на ротор (мгновенной разбалансировке, внешнем кинематическом воздействии и т.п.).

Особенность современных ТА большой мощности (100, 300, 500, 800 и более МВт): длинный, составной валопровод, состоящий из гибких роторов высокого (РВД), среднего (РСД) и низкого давлений (РНД), включая и ротор генератора (РГ), имеет густой спектр собственных частот крутильных и изгибных (рис. 2) колебаний, что требует достаточно точных методов их оценки на стадии проектирования и тщательной отстройки резонансов от рабочей скорости вращения (не менее чем на 10 – 15%). Учет податливости, демпфирования масляной пленки подшипников скольжения, характеристик самих опор в проектных расчетах [1, 2] позволяет заметно повысить точность определения положения резонансных зон и поведение ротора при различных, в

том числе и нестационарных воздействиях [3].

Описание катастрофических аварий. Сообщения о катастрофических авариях ТА начали появляться начиная с 60 – 70-х годов прошлого века, когда в эксплуатацию стали вводиться мощные энергетические агрегаты в различных странах. Перед природой такого разрушительного явления, как ликвидационный процесс, нации, границы и фирмы не имеют значения. Если в условиях предельных нагрузок материалов деталей агрегатов, по какой либо причине, не используется накопленный опыт, нарушается технология проектирования, изготовления или эксплуатации, то по указанным или другим причинам поломки основных вращающихся деталей возможны, что может стать началом развития ликвидационного процесса. Проектируемые ТА, как и действующие, не имеют средств предотвращения опасного развития аварии и перерастания ее в катастрофическую аварию, средств прерывания ликвидационного процесса, сглаживания ударных нагрузок. В последующем описании аварий будем отмечать принятые, на основании исследований экспертами, объяснения причин катастрофических аварий наряду с выявлением их общего характера.

В работах [4, 5] описаны имевшие место в Англии и Японии в 1969-1972 гг. четыре такие аварии с турбоагрегатами мощностью 90, 330, 500, 600 МВт. Характерной чертой аварий являлась поломка валопроводов во многих сечениях по длине и, как следствие, полное разрушение агрегатов с пожаром и разрушением перекрытий зданий. Так, валопровод ТА 87 МВт атомной станции Хинкли Поинт в Англии длиной ~ 20 м разорвался на 6 частей (пять изломов). Авария была вызвана внезапным несимметричным отрывом больших кусков (секторов) у двух дисков ротора ЦНД. Поперечные изломы вала располагались как в зоне «эпицентра» аварии (левый ЦНД), так слева и справа от эпицентра (на роторе ЦВД, роторе второго ЦНД и далее – на участке валопровода между турбиной и генератором). При

этом разрушились упорный подшипник и шесть из семи опорных подшипников. Валопровод ТА 600 МВт длиной ~ 51 м разорвался на 17 частей. Разрушение всех валопроводов носило ярко выраженный силовой характер с деформациями кручения и изгиба и с признаками малоциклового усталости.

В России первая катастрофа произошла в 1967 г. на Новочеркасской ГРЭС. ТА №3 мощностью 300 МВт, длиной ~ 30 м, общей массой 130 т на семи опорах был полностью разрушен. Валопровод турбоагрегата включал в себя ротор высокого давления, ротор среднего давления, ротор низкого давления и ротор генератора. Роторы соединялись в валопровод в пяти сечениях с помощью трех муфт, две из которых имели гибкие гофры. Станция имела три ТА такой мощности. Один из них был в плановом ремонте, на другом (за 2 месяца до катастрофы ТА №3) произошел обрыв диска последней ступени РНД (кусочек диска пробил корпус, крышу и вылетел на территорию станции). ТА № 2 находился поэтому в процессе послеаварийного обследования. Таким образом, тепловая станция юга России была полностью выведена из строя, что вызвало большой общественный резонанс. Разрушение валопровода (рис. 1, 4, 5) произошло в шести сечениях, т.е. в процессе катастрофической аварии валопровод разорвался на семь частей. В сечениях разрушились следующие элементы: 1 – болты соединительной муфты; 2 – гофра соединительной муфты; 3 – вал РНД; 4 – вал РНД; 5 – болты соединительной муфты; 6 – вал РГ. Разрушения всех сечений валопровода носили силовой характер; какая либо версия о накоплении усталостных повреждений полностью исключается. Кроме самого валопровода были разрушены его опоры с 3-й по 7-ую. Практически полностью были разрушены все диафрагмы ЦНД второго и третьего паровых потоков. Лопаточный аппарат РНД был разрушен полностью (рис. 4, 5), причем наиболее значительные повреждения имела 4-ая ступень 3-го парового потока, у которой диск был

покороблен и на нем образовалась выработка глубиной до 15 мм на радиусе $\sim 0,65$ м протяженностью $\sim 180^\circ$. Большинство лопаток этой ступени разрушилось и вывалилось из своих пазов. Характер деформации силовых шпонок указывал на то, что торможение валопровода происходило именно диском 4-й ступени. Также в районе 4-й ступени погнут вал РНД - угол между плоскостями ступиц 4-й и 5-й ступеней равен $\sim 2^\circ$. В РГ кроме разрушения вала имели место значительные натирывы на бандажном кольце со стороны турбины за счет трения о статор генератора и его обмотку. Лопаточный аппарат РСД и РВД практически повреждений не имел. Анализ разрушений показал, что непосредственной причиной катастрофической аварии явилось образование на РНД значительной неуравновешенной силы величиной ~ 500 т из-за внезапного отрыва четырех лопаток 5-й ступени третьего парового потока РНД (место отрыва показано на рис. 1), у которых корневые сечения были ослаблены усталостными трещинами. При вылете они срезали кромки еще четырех лопаток. Авария развивалась в течение короткого промежутка времени. Причиной, приведшей к одновременному отрыву группы лопаток, было внезапное короткое замыкание на выводах силового трансформатора, вызвавшее нестационарные крутильные колебания в валопроводе. Последнее привело к отрыву лопаток и мгновенной разбалансировке ротора с последующим развитием нестационарных изгибных колебаний валопровода. При этом значительную роль сыграла недостаточная отстройка [1, 2, 6] пролета РНД от резонанса по второй изгибной форме колебаний. Отрыв лопаток произошел в районе пучности второй изгибной формы колебаний (динамического прогиба) ротора. На рис. 2 показан спектр частот и форм колебаний в вертикальном направлении для этого ТА, рассчитанный с учетом динамических характеристик пленки подшипников скольжения и динамических характеристик опор ТА. Форма колебаний $\phi_{12} = 49,3$ Гц со значи-

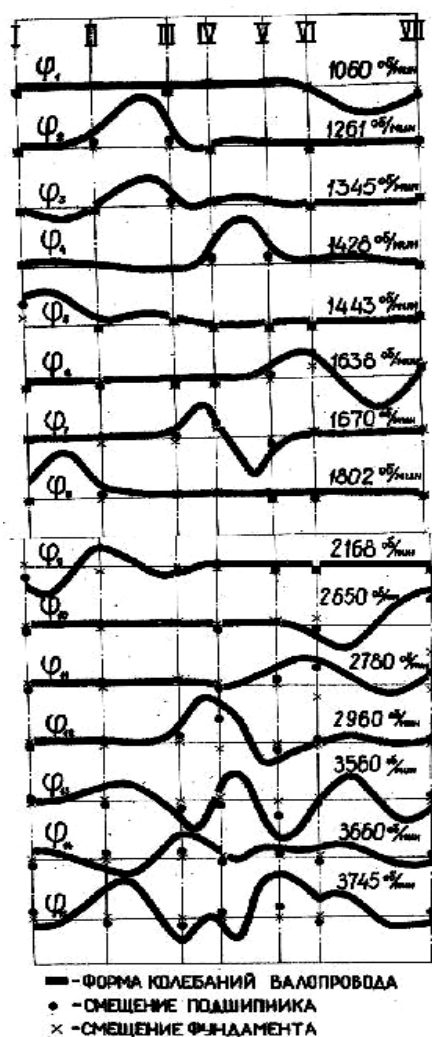


Рис.2. Спектр частот и форм колебаний ВОФ (вертикальное направление)

Показательна катастрофическая авария ТА 300 МВт Каширской ГРЭС в 2002 году [10 – 12]. Практически полностью были разрушены паровая турбина, генератор, конденсатор, повреждены фундамент ТА, несущие колонны стеновых ограждений со стороны генератора, обрушилась кровля машинного зала в четырех пролетах. Валопровод разрушился по семи сечениям, четыре из которых по ротору генератора. Крышка ЦСД сорвана и выброшена на отметку 14 метров – столь была велика сила нормального давления со стороны ротора на корпус. РСД разрушен по середине и полумуфте. Все изломы носят силовой характер. Поверхность излома ротора генератора со стороны водоводных отверстий имеет признаки трещин коррозионно-усталостного проис-

хождения. Эпицентром разрушения была передняя часть ротора генератора (излом по галтели посадочной поверхности втулки вентилятора). Излом в этом сечении имел сложный характер: 30% занимала кольцевая зона усталостной трещины с характерными притертостями; остальная часть – долом грубого рельефа, характерный для силового скручивания. Согласно [10] катастрофическая авария произошла «в результате короткого замыкания и пожара генератора, которые вызвали разрушения с заклиниванием роторов турбины и генератора из-за накопленных повреждений». В [12] отмечается наложение нескольких причин, ключевой из которых является разрушение ротора генератора после образования и развития до критического размера поверхностной усталостной трещины в зоне галтели около посадочного кольца под ступицу вентилятора. А толчком к началу развития ликвидационного процесса было разрушение титанового бандажного кольца генератора со стороны возбuditеля с повреждением обмотки статора генератора и последующим КЗ в обмотке статора. Следует отметить, что после капитального ремонта, проведения всех регламентных работ по турбине и генератору, обследования электрической части генератора, ТА отработал до аварии всего 11 суток. Непосредственно перед аварией ТА функционировал нормально: нагрузка была равна 235 МВт; параметры пара и вибрация находились в пределах нормы. Характер изломов на роторе генератора говорит о том, что бочка ротора генератора испытывала торможение, а инерционные моменты ротора со стороны соседних участков закручивали ротор. Силовой характер изломов в нескольких сечениях по длине валопровода трудно объяснить чистым торможением ротора без привлечения гипотезы асинхронного обката и сопутствующего ей крутильного удара, когда энергия вращения ротора перекачивается в энергию разрушения при последующем обкате свободных участков ротора по статору и изломами от значительных крутящих моментов.

Крупное разрушение ТА мощностью 135 МВт произошло на ТЭЦ ВАЗа в июне 2002 г. При стабильной работе ТА на нагрузке 105 МВт произошел хлопок и возгорание заднего подшипника генератора с водородным охлаждением. Сработала система защиты, после чего был зафиксирован удар в районе турбины, повысилась вибрация и далее произошло короткое замыкание на роторе генератора. В процессе выбега консольная часть генератора со стороны контактных колец оторвалась и отлетела на расстояние 4 метра. Пожар распространился по всей турбине. При обследовании ТА обнаружены оторванными рабочие лопатки (на три четверти по окружности) и щека диска 20-й ступени ротора средне-низкого давления (РСНД), полное разрушение опор возбuditеля и задней опоры генератора. Причина разрушения: развитие усталостной трещины на консоли возбuditеля. Утечка водорода, возгорание в районе заднего подшипника с последующим коротким замыканием могли быть как первопричиной развития аварии, так и результатом отрыва лопаток и щеки диска 20-ой ступени. Динамические нагрузки после КЗ или после воздействия в районе 20-ой ступени на ротор могли привести к отрыву консоли возбuditеля, разрушению заднего подшипника генератора и подшипников возбuditеля. Усталостная трещина на консоли возбuditеля, как и усталостная трещина на галтели втулки вентилятора ТА Каширской ГРЭС не были во время обнаружены при профилактических осмотрах и ремонте.

Отсюда понятна опасность появления усталостных трещин во вращающихся элементах ТА и необходимость выявления их при ремонтах ТА. Работа обслуживающего персонала, вложения капитала в людские ресурсы, аппаратное обеспечение станций в настоящее время сосредоточены именно на раннем выявлении дефектов, способных запустить ликвидационный процесс (усталостных трещин лопаток, дисков и валов, недопустимых пластических деформаций ползучести теплонапряженных деталей ТА).

Эти меры дают свои положительные результаты, но не исключают аварийных ситуаций по причине старения металла и оборудования, а также определяемого объективными условиями снижения квалификации обслуживающего персонала. Существующая оценка остаточного ресурса стареющего оборудования, как и меры раннего выявления дефектов, способных стать началом развития ликвидационного процесса, также не лишены недостатков:

- низкая эффективность самих методов и средств контроля;
- возможность контроля только поверхности изделий (оценить состояние глубинных слоев металла и металла сварных соединений невозможно);
- зоны концентрации напряжений, являющиеся основными источниками развития повреждений, как правило, затруднены для контроля, а возникновение их часто определяется действием рабочих нагрузок;
- традиционные методы неразрушающего контроля непригодны для контроля дефектов на ранней стадии их развития.

Можно указать еще ряд причин, затрудняющих выявление дефектов при плановых и профилактических ремонтах, что лишь подтверждает факт отсутствия иллюзий по поводу послеремонтных гарантий. Как известно, катастрофическая авария на Каширской ГРЭС произошла через полторы недели после ремонта.

Изучение причин катастрофических аварий показывает, что часть аварийных ситуаций [10, 11] с мощным воздействием на ротор из-за отрыва одной или нескольких лопаток, или сектора диска не перерастает в катастрофическую аварию. А если это "удачное" стечение обстоятельств попытаться сделать закономерностью? Ведь возможность развития аварийной ситуации, к сожалению, присутствует всегда при современном состоянии средств контроля. Основной вопрос – в имеющихся способах ограничения ее последствий.

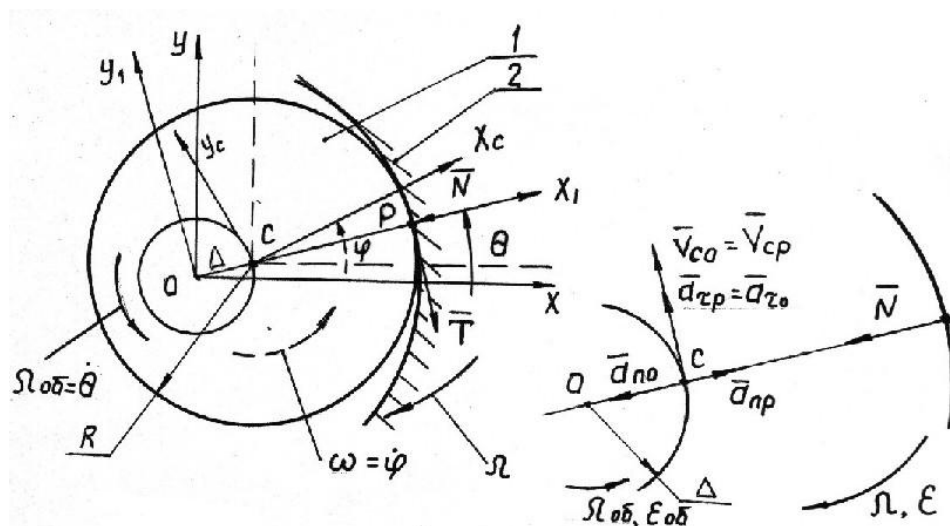


Рис. 3. Схема контакта при обкате ротора по статору:
1 — ротор; 2 — статор; d — система координат; δ — кинематические характеристики обката

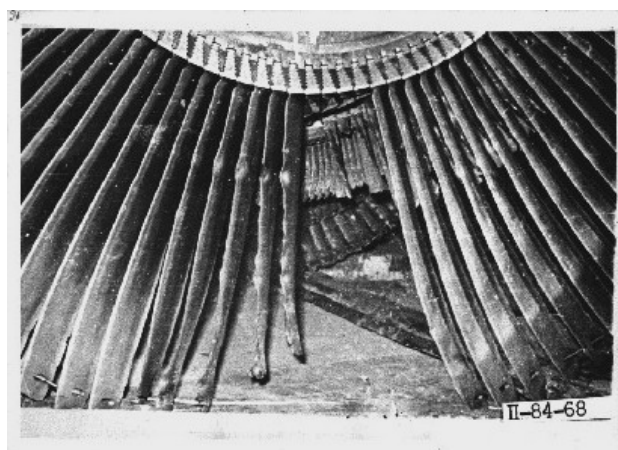


Рис. 4

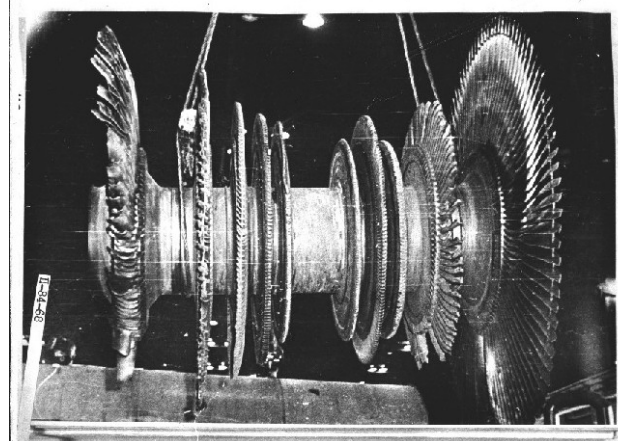


Рис. 5

Вынужденные колебания неуравновешенного ротора при переходе через резонансную зону или автоколебания с большой амплитудой вибрации с задеваниями о корпус (подшипник) могут тоже инициировать начало обката ротора по статору. Примером является авария ТА средней мощности (разработки Калужского турбинного завода), когда переход в стадию ликвидационного процесса не произошел по причине установки рамы ТА на податливые элементы (амортизаторы, демпферы) и наличия существенного демпфирования в специальных устройствах, представляющих собой резиновые ограничители с большими коэффициентами потерь в них. Причиной аварии стал большой остаточный

прогиб вала из-за нарушений технологии остановки турбины. Другой пример: авария ТА малой мощности ограничилась разрушением подшипника из тугоплавкого материала в связи с обкатом ротора по подшипнику. Причиной повышенных амплитуд вибрации при переходе через резонанс и контакта ротора с подшипником была установка значительной массы-имитатора на консоли ротора турбины перед гибкой муфтой (стендовая система роторов четырехопорная). Значительное трение в проточной части ТА между графитовыми вставками и усиками бандажных уплотнений ступеней (усики уплотнений прорезали канавки в графитовых вставках еще при контрольных пусках) привело к быстрому выходу

ротора из резонансной зоны на выбеге и прекращению дальнейшего развития аварии.

Аварийные ситуации, таким образом, не всегда заканчиваются катастрофическими последствиями и ликвидационный процесс развивается не всегда. В этих случаях аварийные ситуации ограничиваются лишь повреждениями с сохранением относительной целостности ТА и здания. Это указывает на необходимость наличия определенных условий для развития процесса ликвидации. Анализ показывает, что, возможно, была более лучшая отстройка от ближайшего к рабочим оборотам резонанса (крутильного, изгибного), увеличенные зазоры между корпусом и ротором, не столь опасная форма и величина приобретенного небаланса или недостаточное по величине усилие со стороны ротора на статор, когда перемещения ротора сопровождалось частичным контактом с корпусом и последующим развитием лишь синхронного обката ротора по корпусу. Последнее возможно при податливом корпусе в районе контакта или податливом основании, например, за счет установки ТА или отдельных его элементов на амортизаторы и демпферные устройства, т.е. введением мер прерывания ликвидационного процесса.

Таким образом, начальные причины, вызывающие катастрофические аварии, как показывает анализ, могут быть разными, но природа достаточно рациональна и, что касается самого процесса ликвидации, то он, по-видимому, имеет общий характер, так как приводит к похожим конечным результатам. Огромная энергия вращающегося вала (например, ротора мощной энергетической турбины) в короткий промежуток времени направляется на разрушение. В этот момент происходит резкое изменение скорости, что является основной характеристикой ударного процесса. Как сгладить ликвидационный процесс, если он начался (причины начала процесса, как показано выше, могут быть разными), и ограничиться пусть даже аварией, но значительно меньшего масштаба, нежели катастрофа; аварией, которая,

не всегда, но позволит восстановить вышедшие из строя элементы установки, а тем более не принесет больших разрушений или опасных экологических последствий и больших материальных потерь. Таким образом, нас будет интересовать сам процесс ликвидации, как правило, имеющий все признаки ударного процесса (короткий промежуток времени действия, огромное выделение энергии).

Условия контактирования ротора со статором при перемещениях ротора в зазоре от мгновенной разбалансировки, нестационарного внешнего воздействия, и задеваний о статорные элементы при повышенных амплитудах колебаний определяются (рис. 3) скоростью в точке P контакта, силой нормального давления N , возникающей при прижатии ротора к статору после воздействий на него, а следовательно и силой трения $T = f N$, зависящей от коэффициента трения f в месте контакта ротора и статора. Возможны два основных режима контакта при взаимодействии ротора со статором:

1. Если условия скольжения и контакта ($V_p > 0$; $N > 0$) при слабом прижатии ротора к статору какое-то время сохраняются, то возникает режим синхронного обката, когда ротор прижат к статору все время одной стороной из-за прецессии и просто тормозится (скорость ω уменьшается, а скорость Ω после нескольких колебаний из-за первоначального контакта стремится к скорости ω). Этот режим достаточно нестабилен и легко прерывается, когда нарушается условие $N > 0$ [9, 13, 14] при уменьшении возбуждения ротора по какой либо причине (например, при выходе из резонансной зоны за счет торможения). После нескольких соударений и отскоков контакт нарушается полностью и нестационарный процесс переходит в режим стационарных вынужденных колебаний от небаланса.

2. При значительном прижатии ротора к корпусу и большой силе трения $T = fN$, когда $N \gg 0$, проскальзывание в месте контакта исчезает ($V_p = 0$; точка P становится мгновенным центром скоростей)

начинается режим обката ротора по статору с угловой скоростью $\Omega_{об} = -(R/\Delta) \omega$ [9, 15] (R – радиус вала; Δ – радиальный зазор; ω – угловая скорость вращения вала в момент начала обката).

В приложении более подробно изложена качественная оценка кинематики процесса обката для упрощенной модели ротора.

Обкат ротора по корпусу представляет собой плоское движение: вращение ротора вокруг собственной оси (относительное движение) и вращение ротора вокруг центра расточки статора (переносное движение), когда геометрический центр ротора имеет угловую скорость обката $\Omega_{об}$. В первый момент ротор тормозится силой трения в месте контакта; угловая скорость вращения ротора меняет знак и может достигнуть значения до $-3/2 \omega$ (приложение). Это соответствует первому крутильному удару. Ротор закручивается, так как соседние участки (слева и справа) будут иметь угловое ускорение, за счет упругости вала, того же знака, но значительно меньшее по величине, чем в месте контакта и обгоняют участок вала, где произошел контакт. Какие то доли секунды времени начала развития асинхронного обката, ротор «приседает» – участок ротора в месте контакта тормозится, ТА «затихает», и в последующий момент обката угловое ускорение участка вала в месте контакта возрастает в сотни (точнее в $\sim R/\Delta$) раз за счет резкого возрастания кинетического момента, определяемого ростом возбуждающей силы T . Теперь уже закрутка участка вала в месте контакта меняется на противоположную при практически мгновенном возрастании угловой скорости обката и центробежной силы. Участок вала в месте контакта обгоняет соседние участки с новым крутильным ударом по ослабленным сечениям. Энергия вращения вала переходит в развитие процесса асинхронного обката, который необратим в случае «жесткого» контакта корпуса с вращающимся ротором и достаточной для начала развития процесса ликвидации силы трения T .

Ликвидационный процесс, таким образом, представляет собой специфический процесс самовозбуждающихся колебаний, когда энергия вращения ротора ТА засасывается, как в воронку, и преобразуется в короткий промежуток времени в энергию разрушения. После возникновения достаточной силы трения $T = fN$, ответственной за начало явления обката, она быстро возрастает из-за возрастания центробежной силы (увеличения $\Omega_{об}$) и силы нормального давления N ротора на корпус. Кинетическая энергия участка ротора в условиях контакта второго режима с корпусом срабатывает за короткий промежуток времени в самовозбуждающемся движении. Характер движения ротора зависит от величины коэффициента трения и силы нормального давления N в месте контакта. Но, по-видимому, не только от этого. Существенное значение имеет и податливость статора в месте контакта. Если она достаточно велика, то точка P перестает быть МЦС. Она перемещается уже не по экономичной круговой траектории расточки статора, а по более сложной кривой, к которой понятие МЦС и соотношения (1, 3) уже не применимы. Возможность нарушения контакта ротора со статором будет определяться деформацией (перемещением) статора в точке контакта, например, из-за податливых элементов крепления статора к фундаменту, что может быть осуществлено целенаправленно. В случае наличия податливых элементов (например, амортизированной рамы с демпферными устройствами) нарушению контакта будет способствовать движение статора с амортизированной рамой. Увеличение демпфирования в статорных элементах, за счет введения специальных устройств поглощения энергии в систему амортизации, при ударных процессах будет играть положительную роль. Податливость и потери энергии в специальных элементах статора в процессе ударного деформирования развивающегося процесса обката могут свести асинхронный обкат к менее опасному синхронному обкату с последующим разрывом кон-

такта. По-видимому, не меньшее значение будет иметь и податливость ротора в месте контакта, так как она тоже определяет величину силы взаимодействия контактирующих элементов. В табл. 1 отме-

чены основные обстоятельства, способствующие (или нарушающие) развитию асинхронного обката (развитию ликвидационного процесса).

Таблица 1

Развитию режима асинхронного обката ротора по статору (ликвидационному процессу):	
Способствуют	Нарушают режим (или режим не начинается)
— жесткие конструкции статора в месте контакта, обеспечивающие экономичную и в то же время опасную круговую траекторию обката с радиусом равным зазору Δ между ротором и статором; потери энергии в ударном процессе в этих условиях незначительны; — большая изгибная жесткость ротора в месте контакта также увеличивает силу взаимодействия контактирующих поверхностей. Опасными местами контакта можно считать пучности формы колебаний, ближайшей к рабочим оборотам (а точнее места максимальных динамических прогибов валопровода ТА) при вынужденных колебаниях на рабочих (и резонансных для гибких роторов) оборотах [1,2]. — уменьшенные зазоры между вращающимся ротором и неподвижными частями турбины, увеличивающие опасность контактов и развития асинхронного обката ротора по статору; — большие коэффициенты сухого трения в местах контактирования ротора со статором.	— соблюдение для валопровода ТА правил проектирования, обеспечивающих меры по исключению появления усталостных трещин: — отстройка валопровода от крутильных и изгибных резонансов с оборотной и двойной оборотной частотой; предпочтение следует отдавать расположению ближайшей к рабочей скорости резонансной зоны выше рабочей скорости вращения. Когда резонансная зона располагается ниже рабочей скорости вращения, отстройка от рабочей скорости вращения должна быть с максимальным запасом. — уменьшение концентраторов напряжений на переходах между относительно жесткими и податливыми участками валопровода; — снижение до минимума перегрузок, связанных с КЗ, и несинхронными колебаниями в системах, включающих ТА и линии электропередач высокого напряжения; — увеличение зазоров между жесткими элементами статора и ротора; — обеспечение в районе пучностей форм колебаний (максимальных динамических прогибов ротора) снижения коэффициента трения статорных элементов ТА (например, за счет графитовых вставок, особенно в местах относительно жестких участков статора); — установка рамы с корпусными конструкциями ТА или его элементов на амортизаторы с ограничителями перемещений, обладающими значительными потерями энергии и обеспечивающими не только ограничение перемещений ТА по трем направлениям, но и увеличенные потери энергии при переходных колебаниях.

Какими возможностями обеспечены проектировщики для моделирования процессов нестационарных колебаний? В работах [1 – 3, 9] изложены алгоритмы поперечных колебаний роторов ТА, могущие стать при дальнейшем развитии основой отечественных разработок компьютерных программ анализа нестационарных процессов, лежащих в основе опасных катастрофических аварий. Дополни-

нием к этим разработкам являются алгоритмы и программы [16 – 22], позволяющие, при соответствующей доработке, исследовать нестационарные процессы при продольных и поперечных колебаниях роторов, как твердых тел, связанных гибкими муфтами, в случае установки ТА или его элементов на амортизированной раме. СПКА (как один из вариантов) может быть разработана на основе элемен-

тов (амортизаторов, демпферов, ограничителей перемещений) противоударной защиты ТА специального назначения. Длительная эксплуатация отечественных амортизаторов и демпферных устройств показала их надежность и работоспособность. Ударные и вибрационные характеристики этих элементов определялись в исследовательских центрах и на предприятиях-изготовителях России

Приложение

Для оценки величин ускорений и действующих на статор сил при обкате ротора по статору рассматривается упрощенная модель механической системы ротор-статор. Статор является абсолютно жестким; ротор представляет собой безинерционный гибкий вал с диском массой m , вращающийся с угловой скоростью ω при прямой синхронной прецессии; радиальный зазор Δ между ротором и статором мал по сравнению с радиусом касания R ; весовая нагрузка мала по сравнению с действующими силами и поэтому не учитывается; ротор идеально отбалансирован; импульс силы всегда пересекает ось, проходящую через т. P (рис. 3); при контакте ротора сила прижатия его к статору достаточна для начала процесса обката без проскальзывания.

Система координат:

XOY – неподвижная система координат (т. O – центр расточки статора);

X_cCY_c – подвижная система координат, связанная с геометрическим центром ротора и вращающаяся вместе с ротором (относительное движение);

X_1OY_1 – подвижная система координат, вращающаяся вокруг т. O (переносное движение);

ω – угловая скорость вращения ротора вокруг геометрического центра до контакта;

Ω, ε – угловая скорость и угловое ускорение вращения вокруг т. P (при отсутствии проскальзывания);

$\Omega_{об}, \varepsilon_{об}$ – угловая скорость и угловое ускорение обката (в переносном движении) центра инерции (т. C) вокруг т. O ;

$\phi = \omega$; $\dot{\Theta} = \Omega_{об}$; $\bar{N}$ – нормальная реакция статора;

$\bar{T} = f \cdot \bar{N}$ – сила трения между статором и ротором при отсутствии проскальзывания;

Вращение против часовой стрелки принято за положительное направление.

Сумма моментов $\sum M_p(\bar{S}_i^e)$ внешних ударных импульсов относительно оси P в любом положении т. P на расточке статора равна нулю (ударный импульс $\bar{S}_p$ пересекает ось P). Тогда на основании теоремы об изменении кинетического момента механической системы

$$\frac{dL}{dt} = \sum M_p(\bar{S}_i^e) : \frac{dL}{dt} = 0. \quad (1)$$

Кинетический момент относительно оси, проходящей через т. P вдоль образующей цилиндра:

L_{1p} – в момент начала контакта;

L_{2p} – после выхода на обкат.

Непосредственно в момент начала контакта ротор проскальзывает:

$$\begin{aligned} L_{1p} &= (I + mR^2) \cdot \omega + mV_{CO} \cdot R = \\ &= \frac{3}{2}mR^2 \cdot \omega + m \cdot \omega \cdot \Delta \cdot R = m\omega R \cdot \left(\frac{3}{2}R + \Delta\right) \cong \\ &\cong \frac{3}{2}mR^2 \cdot \omega, \end{aligned}$$

где $I = \frac{1}{2}mR^2$ – момент инерции массы диска;

$V_{CO} = \omega \cdot \Delta$ – скорость т. C при движении вокруг центра расточки статора.

После выхода на обкат (без проскальзывания):

$$L_{2p} = -mV_{CP} \cdot R = -m \cdot R \cdot R \cdot \Omega = -mR^2 \cdot \Omega,$$

где « $\rightarrow$ » учитывает движение вокруг т. P (МЦС) по часовой стрелке:

$$\begin{aligned} L_{2p} - L_{1p} &= 0; \\ -mR^2 \cdot \Omega - \frac{3}{2}mR^2 \cdot \omega &= 0; \quad \Omega = -\frac{3}{2}\omega. \end{aligned} \quad (2)$$

Угловая скорость собственного вращения ротора практически мгновенно меняет направление вращения на обратное. Это соответствует первому крутильному удару.

$V_{CP} = \Omega \cdot R$ – скорость т. C во вращательном движении вокруг т. P :

$$\begin{aligned}\bar{V}_{CO} &= \bar{V}_{CP}; \quad \Omega_{об} \cdot \Delta = -\Omega \cdot R; \\ \Omega_{об} &= -\Omega \cdot \frac{R}{\Delta} = -\left[-\frac{3}{2}\omega \cdot \frac{R}{\Delta}\right]; \\ \Omega_{об} &= \frac{3}{2} \cdot \omega \cdot \frac{R}{\Delta}.\end{aligned}\quad (3)$$

Переносное движение ($\Omega_{об}$), возрастает в $\sim R/\Delta$ раз, сохраняя направление прямой синхронной прецессии. Выход ротора на обкат происходит за короткий промежуток времени Δt . Это соответствует второму крутильному удару.

Кинематические характеристики ротора в относительном движении:

$a_{np} = \Omega^2 \cdot R$; $a_{\tau p} = \varepsilon \cdot R$ – нормальное и касательное ускорения во вращательном движении вокруг т. P .

Здесь $\varepsilon = \frac{\Delta\Omega}{\Delta t} = \frac{-\frac{3}{2}\omega - \omega}{\Delta t} = -\frac{5}{2} \cdot \frac{\omega}{\Delta t}$ – угловое ускорение при движении вокруг т. P :

$$\bar{a}_{\tau p} = \bar{a}_{\tau o}; \quad |\varepsilon \cdot R| = |\varepsilon_{об} \cdot \Delta|.$$

Кинематические характеристики ротора в переносном движении с учетом положения т. O и т. C (полюсов вращения):

$$\begin{aligned}-\varepsilon \cdot R &= \varepsilon_{об} \cdot \Delta; \\ \varepsilon_{об} &= -\varepsilon \cdot \frac{R}{\Delta} = -\left(-\frac{5}{2} \cdot \frac{\omega}{\Delta t}\right) \cdot \frac{R}{\Delta} = \frac{5}{2} \cdot \frac{\omega}{\Delta t} \cdot \frac{R}{\Delta} -\end{aligned}\quad (4)$$

угловое ускорение обката;

$a_{no} = -\Omega_{об}^2 \cdot \Delta$; $a_{\tau o} = \varepsilon_{об} \cdot \Delta$ – нормальное и тангенциальное ускорения обката.

Величина нормального ускорения центра масс (т. C) ротора (определяющая силу давления на статор при обкате):

$$a_{no} = -\Omega_{об}^2 \cdot \Delta = -\left(\frac{3}{2}\omega \cdot \frac{R}{\Delta}\right)^2 \cdot \Delta = -\frac{9}{4} \cdot \omega^2 R \cdot \frac{R}{\Delta}.$$

Знаки выбраны в соответствии с принятым положительным направлением оси x_1 .

Пример:

$$\Delta t = 2 \text{ с}; R = 0,2 \text{ м}; \Delta = 0,002 \text{ м};$$

$$n = 3000 \text{ об/мин}; g = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

Угловое ускорение обката (по (4)):

$$\begin{aligned}\varepsilon_{об} &= \frac{5}{2} \cdot \frac{\omega}{\Delta t} \cdot \frac{R}{\Delta} = \frac{5}{2} \cdot \frac{\omega}{2} \cdot \frac{0,2}{0,002} = 250 \cdot \omega \text{ рад/с}^2; \\ \omega &= \frac{\pi \cdot n}{30};\end{aligned}$$

$$\varepsilon_{об} = 250 \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} = 250 \cdot \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 7,8 \cdot 10^4 \text{ рад/с}^2;$$

$$\Omega_{об} = \varepsilon_{об} \cdot \Delta t = 7,8 \cdot 10^4 \cdot 2 = 15,6 \cdot 10^4 \text{ рад/с}.$$

Число оборотов при обкате:

$$n_{об} = \frac{30 \cdot \Omega_{об}}{\pi} = \frac{30 \cdot 15,6 \cdot 10^4}{3,14} \cong 15 \cdot 10^5 \text{ об/мин};$$

$$k = \frac{n_{об}}{n} = \frac{15 \cdot 10^5}{3 \cdot 10^3} = 500.$$

Число оборотов при обкате (через $\Delta t = 2 \text{ с}$) в 500 раз превышает число оборотов в начале контакта.

Усилие, действующее на статор при обкате:

$$\bar{R} = -\bar{N}; \quad R = m a_{no} = m \cdot \frac{9}{4} \omega^2 R \cdot \frac{R}{\Delta}$$

превышает вес ротора в

$$\begin{aligned}k_1 &= \frac{R}{G} = \frac{m \cdot \frac{9}{4} \cdot \omega^2 R \cdot \frac{R}{\Delta}}{m \cdot g} = \frac{9}{4} \omega^2 R \cdot \frac{R}{\Delta} \cdot \frac{1}{g} = \\ &= \frac{9}{4} \cdot 314^2 \cdot 0,2 \cdot \frac{0,2}{0,002} \cdot \frac{1}{g} = \frac{1}{g} \cdot 4,4 \cdot 10^6 \cong 440 \cdot 10^3.\end{aligned}$$

Литература

1. Костюк А.Г., Шатохин В.Ф. Колебания турбоагрегата на фундаменте, вызываемые неуравновешенностью валопровода. // Теплоэнергетика. – 1971. – № 12. – С. 79 – 82.
2. Шатохин В.Ф. Расчетное определение динамических характеристик многоопорных валопроводов мощных турбоагрегатов на фундаменте: Дисс. ... канд. техн. наук. – М.: МЭИ, 1972.
3. Шатохин В.Ф. Нестационарные колебания системы ротор-опоры при сотрясении основания // Машиноведение, – 1989. – № 2. – С. 78 – 83.
4. Kalderon D. Steam turbine failure an Hinkley Point “A” // Proc. IME. – 1972. – V. 186, №31. – P. 341 – 377.

5. Hoppman H. Grossschaden an Dampfturbinen // Maschinenschaden. – 1973. – V. 46, № 1. – P. 1 – 6.
6. Щегляев А. В., Костюк А.Г. Действие внезапной разбалансировки на ротор турбогенератора // Теплоэнергетика. – 1969. – № 8. – С. 5 – 10.
7. Розенблюм В.И., Олимпиев В.И. Прочность валов турбомашин при внезапных аварийных разбалансировках // Энергомашиностроение. – 1974. – № 1. – С. 1 – 3.
8. Олимпиев В.И. Об обкате неуравновешенного гибкого ротора по статору // Машиноведение. – 1976. – № 1. – С. 52 – 56.
9. Позняк Э.Л. Крутильный удар в валопроводе при внезапной и сильной разбалансировке // Машиноведение. – 1987. – № 5. – С. 66 – 74.
10. Комаров В.А. Безопасность, надежность, повреждаемость, вибросостояние и диагностика оборудования ТЭС // Сб. докладов «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций». – М.: ВТИ. – 2003. – С. 31 – 38.
11. Комаров В.А. Крупные разрушения оборудования, повреждения лопаточного аппарата и нарушения нормального вибросостояния турбоагрегатов ТЭС. Мероприятия по повышению надежности // Сб. докладов «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций». – М.: ВТИ. – 2003. – С. 39 – 46.
12. Загреддинов И.Ш., Костюк А.Г., Трухний А.Д., Должанский П.Р. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 5 – 15.
13. Банах Л.Я. Некоторые явления, возникающие при движении вала в подшипниках с зазором // Машиноведение. – 1965. – № 1. – С. 70 – 77.
14. Денисов Г.Г., Неймарк Ю.И., Сандалов В.М., Цветков Ю.В. Об обкате ротора по жесткому подшипнику // Механика твердого тела. – 1973. – № 6. – С. 4 – 13.
15. Артоболевский И.И., Костицин В.Т., Раевский Н.П. Об одном состоянии вала, вращающегося в подшипнике без смазки с зазором // Машиноведение. – 1949. – № 2. – С. 168 – 173.
16. Dietz H. Bautechnische Lagerungsprobleme in Warmerkraftwerken // „Mitt.VGB“. – 1971. – № 6. – P. 466 – 471.
17. Bjorklund H., Johansson K., E., Liss & G. ASEA (Sweden) Damping of subsynchronous oscillations in systems containing turbine generators and HVDS links // International Conference on Large High Voltage Electric Systems, 1980.
18. Болотин В.В., Кирюхин В.И., Карпин Е.Б., Шатохин В.Ф., Самсонов Ю.П. Метод расчета сложных амортизированных систем на ударные воздействия // Вопросы кораблестроения. Серия «Корабельные энергетические установки». – Л.: ЦНИИ «РУМБ». – 1976. – Вып. 2. – С. 99 – 107.
19. Карпин Е.Б., Мишенков Г.В., Самсонов Ю.П., Шатохин В.Ф. Расчет сложных амортизированных систем // Сб. «Вопросы кораблестроения». Сер. Корабельные энергетические установки. – Л.: ЦНИИ «РУМБ». – 1984. – Вып. 23. – С. 78 – 84.
20. Кирюхин В.И., Кирюхин А.В., Шатохин В.Ф., Циклин Е.А. Исследование нестационарных колебаний многомассовой амортизированной системы с демферными устройствами во втором каскаде // Вестник машиностроения. – 2002. – № 9. – С. 13 – 16.
21. Шатохин В.Ф., Циклин Е.А. Исследование нестационарных колебаний многомассовой амортизированной системы с металлическими ограничителями перемещений во втором каскаде // Вестник машиностроения. – 2001. – № 12. – С. 6 – 3.
22. Шатохин В.Ф. Влияние типа связи на динамические характеристики амортизированного оборудования при нестационарном инерционном воздействии // Вестник машиностроения. – 2005. – № 2. – С. 26 – 30.

Поступила в редакцию 12.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. И.Д. Ямпольский, Московский технический университет им. Н.Э. Баумана (Калужский филиал), КФМГТУ, Калуга.

УДК 539.4; 539.43

М.Б. МИЛЕШКИН, И.В. БИБЛИК, Ю.С. ВОРОБЬЕВ*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Украина***ОЦЕНКА РЕСУРСА ЛОПАТОК ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С УЧЕТОМ МЕХАНИЧЕСКОГО И СТРУКТУРНОГО СОСТОЯНИЯ МАТЕРИАЛА**

Проведен анализ наиболее распространенных подходов к оценке остаточного ресурса элементов конструкций. Показано, что наиболее приемлемым для оценки остаточного ресурса эксплуатации с учетом всех возможных видов повреждения материала оборудования, может служить специальный расчетно-экспериментальный метод. Приведена методология оценки остаточного ресурса эксплуатации лопаток газотурбинных двигателей.

ресурс, несущая способность, виды повреждения материала, расчетно-экспериментальный метод**Введение и постановка задачи**

Одним из важнейших свойств технических объектов является долговечность, определяемая сроком службы и ресурсом. Технический ресурс характеризует запас возможной наработки объекта до перехода в предельное состояние. Мероприятия по обеспечению ресурса проводятся на этапах проектирования, производства (изготовления) и эксплуатации.

Правильный выбор материалов и корректный расчет – основные источники повышения ресурса без значительного удорожания конструкции.

Особый интерес представляет проблема прогнозирования индивидуального ресурса машин и конструкций по результатам наблюдений за их состоянием в процессе эксплуатации.

Несмотря на большое количество работ по оценке остаточного ресурса оборудования, решены лишь отдельные аспекты этой проблемы, поскольку задача достаточно сложная и, кроме того, очень часто режимы эксплуатации деталей не соответствуют расчетным значениям. Например, вводится понятие эквивалентной наработки детали [1], которая позволяет контролировать выработку ресурса в тех случаях, когда деталь может эксплуатироваться в различных условиях.

На основе анализа наиболее распространенных подходов к оценке остаточного ресурса оборудования можно сделать следующие выводы:

1. В настоящее время вместо вероятностных методов оценки ресурса, основанных на статистике отказов, все большее значение приобретает тенденция оценки индивидуального ресурса оборудования на основе комплексного подхода, сочетающего результаты разрушающего и неразрушающих методов контроля с проверочными расчетами на прочность.

2. Все более заметна тенденция перехода от дефектоскопии к методам технической диагностики, основанным на сочетании механики разрушения, материаловедения и неразрушающего контроля.

Анализ также показывает, что проблема оценки остаточного ресурса окончательно не решена, хотя в ряде ответственных отраслей промышленности имеется большое количество нормативных документов, предписывающих проведение оценки технического состояния и остаточного ресурса.

Основы расчетно-экспериментального метода

Для оценки остаточного ресурса эксплуатации с учетом всех возможных видов повреждения материала оборудования и возможных синергетических эффектов (взаимодействие различных видов повре-

ждений, которое приводит к неучитываемому ускорению процессов деградации материала) может быть применен разработанный в Институте проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины специальный расчетно-экспериментальный метод (РЭМ) [2, 3], который позволяет учесть все особенности механического поведения материала.

В основе метода лежит создание компьютерной модели материала как совокупности структурных элементов с определенным распределением свойств мезообъемов. При этом каждому элементу ставится в соответствие какая-либо из характеристик предельного состояния или их совокупность – предельная деформация, при которой происходит разрушение структурного элемента, напряжение, при котором происходит переход от упругой к пластической деформации или разрушение и т.д.

Очевидно, что компьютерное “нагружение” изделия как совокупности элементов с определенными характеристиками необходимо проводить с учетом взаимодействия либо элементов различной физической природы, либо элементов, находящихся в различных механических состояниях, например, упругой или пластической деформации и разрушения. Следовательно, в рассматриваемом подходе важнейшим моментом является предварительное определение динамики изменения состояния локальных элементов с учетом возможной поврежденности.

Методы определения динамики изменения механического поведения материалов должны выбираться с учетом вида определяемых параметров и возможностей самих методов определения.

Создание модели материала является одним из важнейших этапов создания общей модели прочностной надежности и зависит от вида материала и особенностей рассеяния его свойств.

В предыдущих исследованиях [2, 3] наиболее удобным оказалось принимать за основную характеристику структурного элемента его предельную деформативность, т.е. деформацию, при достижении которой этот структурный элемент разрушается.

Модель разрушения в РЭМ представляет собой имитационное развитие процесса деформации и разрушения и реализуется в результате взаимодействия между структурными элементами, находящимися в различных механических состояниях. Это взаимодействие рассматривается в рамках силового [2] и (или) энергетического [3] подходов.

Проблема ресурса, в первую очередь, связана с усталостными и другими видами эксплуатационных повреждений материалов. Явление усталости характерно практически для всех конструкционных материалов, при этом механизмы проявления усталости могут существенно различаться. В этой связи на первом этапе разработки методологии оценки ресурса на основе применения специального РЭМ, очевидно, не следует детализировать процессы, приводящие к образованию субмикро- и микротрещин, а основное внимание сосредоточить на реалистическом построении модели материала и реализации модели разрушения, отражающей в значительной степени реальную картину процесса разрушения соответствующего материала.

Результаты применения расчетно-экспериментального метода

Для изготовления лопаток газотурбинных двигателей применяются сложнолегированные стали и сплавы. В процессе эксплуатации лопатки подвергаются воздействию комплекса нагрузок – статических, термоциклических и вибрационных. В результате могут наблюдаться различные виды повреждений (эрозия, ползучесть, появление трещин термоусталости и др.). Учитывая многообразие жаропрочных сталей и сплавов, для каждого материала должен проводиться конкретный анализ. В настоящей работе рассматривается общая методология применения РЭМ для оценки остаточного ресурса.

В качестве примера на рис. 1 приведена диаграмма усталости в области ограниченной выносливости, полученная с помощью РЭМ. Здесь термин «усталость» применяется в обобщенном смысле и включает все возможные виды повреждений конкретного материала.

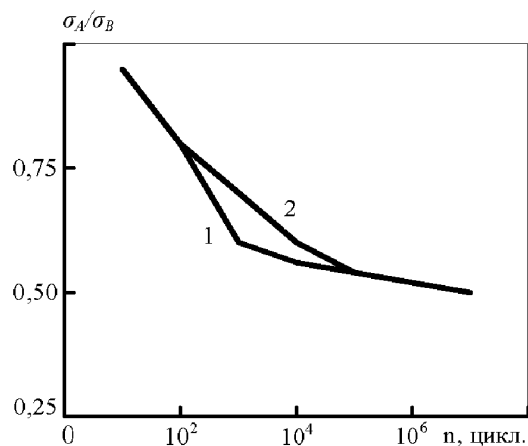


Рис. 1. Кривые усталости в полулогарифмических координатах: 1 – силовой подход; 2 – энергетический подход

Процесс получения такой диаграммы аналогичен натурным испытаниям образцов – последовательно "испытываются" образцы при разных амплитудах напряжения цикла (σ_A). По оси абсцисс вместо числа циклов откладывается число шагов нагружения, которое образец выдерживает при заданной амплитуде цикла. Для того, чтобы "шаги нагружения" заменить на число циклов определяется ограниченный предел выносливости образцов конкретного материала в конкретных условиях испытаний (экспериментально или из справочных данных), затем проводится компьютерное нагружение при пределе выносливости и полученное число шагов приравнивается к 10^7 циклов. После этого диаграмма перестраивается. Естественно, что желательна экспериментальная проверка, т.е. в зависимости от области определения ресурса проводится уточнение диаграммы в соответствующих интервалах.

Компьютерное моделирование процесса усталостного разрушения позволяет легко оценить как все стадии процесса разрушения, так и моделировать влияние "промежуточной поврежденности" [4]. При компьютерном моделировании в определенный момент запоминается структура модели материала, которая является исходной для нагружения ее с любой другой амплитудой цикла. Таким образом можно воспроизводить поврежденность при любом ис-

следуемом законе нагружения. Кроме того, появляется возможность быстрой оценки различных материалов и конструкторских решений, а также влияния различных видов возможных повреждений на прочность.

На рис. 2 приведены кривые усталости материала с различной степенью исходной поврежденности.

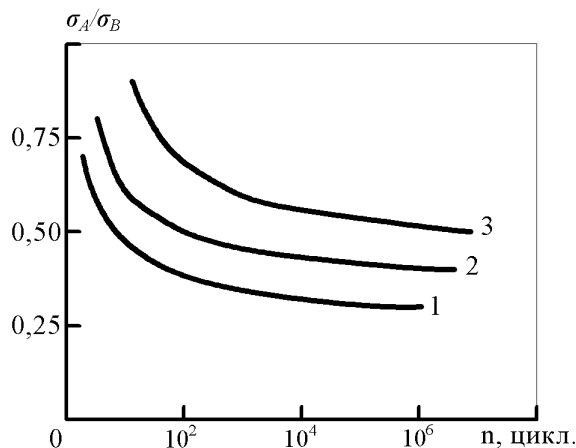


Рис. 2. Кривые усталости материала с различной степенью исходной поврежденности

Рассмотрены три варианта: кривая 1 – угонение, составляющее 20% от толщины образца, кривая 2 – угонение, составляющее 10% от толщины, кривая 3 – образец без исходной поврежденности. Видно, что характер кривых усталости совпадает, но предел выносливости уменьшается с увеличением исходной поврежденности.

Естественно, что кинетика как мало-, так и многоциклового усталости должна существенно зависеть как от первоначальных несовершенств в материале, так и от появившихся в процессе эксплуатации.

Поскольку к отказам элементов конструкций могут приводить различные физико-механические процессы, протекающие на разных масштабных уровнях, с различной скоростью и механизмом воздействия, при определении остаточного ресурса необходим учет всего многообразия факторов, приводящих к снижению эксплуатационных свойств. Предлагаемый подход позволяет учесть все возможные процессы и факторы, приводящие к деградации материала [5].

В общем случае последовательность действий при оценке остаточного ресурса элементов конструкций может выглядеть следующим образом:

1. Построение компьютерных моделей прочностной надежности элементов конструкций с учетом модели исходного материала, моделей формы, нагружения и разрушения.

2. Оценка фактического состояния материала элементов конструкций, бывших в эксплуатации.

Для этого необходимо определить:

- возможное изменение геометрических размеров;
- наличие поверхностных дефектов (трещин, коррозии, эрозии);
- возможное изменение механического состояния материала по уменьшению запаса пластичности;
- параметры трещин, которые могут образовываться внутри материала;
- возможное изменение структуры, характерное для деталей газотурбинных двигателей.

Для решения всех вышеперечисленных задач могут применяться различные методы дефектоскопии, в том числе: визуальный контроль, капиллярный контроль, магнитопорошковый контроль, ультразвуковой контроль, радиографический контроль, метод акустической эмиссии, механические испытания (для определения твердости) и др.

3. После определения фактического состояния материала элемента конструкции с помощью РЭМ проводится корректировка исходной модели материала на текущий момент времени и определяется прочностная надежность (запас прочности) в данный момент времени, а также определяется остаточный ресурс на последующий период эксплуатации.

Как уже отмечалось, в последнее время для изготовления лопаток в газотурбинных двигателях широко применяются высоколегированные многокомпонентные жаропрочные никелевые сплавы, имеющие более высокую, чем стали, жаропрочность. Применение этих сплавов регламентируется как

рабочей температурой (возможностью изменения структуры), так и их сопротивлением усталости и ползучести, а также жаропрочностью. Все это вызывает необходимость конкретного подхода к оценке индивидуального остаточного ресурса деталей конкретного оборудования.

Очевидно, что сопротивление ползучести и длительная прочность могут изменяться как в связи с изменением микроструктуры сплавов, так и с другими повреждающими факторами.

В процессе длительной эксплуатации при высокой температуре в материале лопаток происходят физико-механические и структурно-фазовые изменения, которые влияют на их работоспособность. Качественное состояние материала лопаток изменяется как на микро-, так и на макроуровне, в результате чего наступает предельное состояние материала, при котором возможно разрушение лопатки [6].

Не вдаваясь в подробности, приведем схему определения остаточного ресурса детали. Методология такой оценки с помощью специального РЭМ может быть реализована (в относительных единицах) даже при наличии деталей после хотя бы одной конкретной наработки.

На рис. 3 приведена упрощенная схема определения остаточного ресурса эксплуатации при минимальных промежуточных данных.

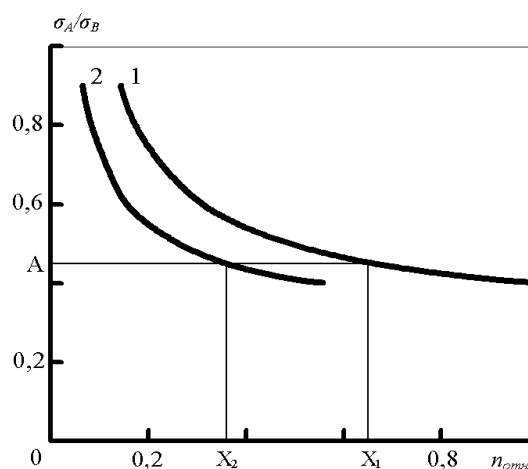


Рис. 3. Упрощенная схема определения остаточного ресурса эксплуатации при минимальных промежуточных данных

Точка А соответствует эксплуатационной нагрузке. Пусть кривая 1 соответствует разрушению лопатки при этой нагрузке после 20000 часов эксплуатации (точка X_1). Если при оценке фактического состояния другой лопатки после некоторой наработки выяснилось, что изменилось ее структурно-механическое состояние и этому состоянию (как исходному) соответствует кривая 2, то остаточный ресурс эксплуатации этой лопатки будет определяться точкой X_2 .

Естественно, что увеличение объема исследованных деталей с различной наработкой даст возможность более точно построить модель материала в РЭМ, а следовательно и повысить точность определения остаточного ресурса эксплуатации.

Заключение

Таким образом, предложенный специальный расчетно-экспериментальный метод позволяет решать все основные проблемы при оценке остаточного ресурса. При этом обязательной является оценка фактического состояния материала конструктивных элементов, бывших в эксплуатации. Определение фактического состояния материала элементов изделия стандартными методами (металлографическим, методами неразрушающего контроля) и применение РЭМ позволяет определить остаточный ресурс этих элементов даже без строгого учета предыстории нагружения материала. В этом случае модель предполагаемых эксплуатационных нагрузок в течение продлеваемого срока службы рассматривается как аналогичная за предыдущий срок эксплуатации.

Следовательно, модель нагружения в РЭМ для цикла «исходное состояние – эксплуатация – определение нового состояния материала – оценка остаточного ресурса» в течение продлеваемого периода будет соответствовать режимам нагружения за истекший период эксплуатации.

Литература

1. Кулишов С., Садыков В. Учет выработки ресурса при эксплуатации газотурбинных двигателей // Газотурбинные технологии. – 2004. – № 4. – С. 6 – 8.
2. Mileshekin M.B., Biblik I.V. Diagnostics for strength of fibre-epoxy composite material wares using computer modeling of fracture processes // Proceedings 2nd Int. Conf. «Computer Methods and Inverse Problems in Nondestructive Testing and Diagnostics». – Minsk, 1998. – P. 123 – 129.
3. Милешкин М.Б., Библик И.В. Реализация энергетического подхода при оценке прочности и пластичности конструкционных материалов специальным расчетно-экспериментальным методом // Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве: Труды 5-й МНТК, 28-29 мая 2002 г. – Х.: ХНПК "ФЭД". – 2002. – С. 572 – 575.
4. Милешкин М.Б., Библик И.В. Основные проблемы оценки остаточного ресурса элементов конструкций по состоянию разрушения материала // Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання. – Х.: ХПМаш. – 2003. – Т. 2. – С. 388 – 393.
5. Милешкин М.Б., Библик И.В. Оценка ресурса элементов конструкций на основе нового расчетно-экспериментального метода // Надежность и долговечность машин и сооружений: Международный научно-технический сборник. – К.: ИПП НАНУ, 2004. – № 2. – С. 81 – 86.
6. Механические свойства и структура материала рабочих лопаток ТВД агрегата ГТК-25И(М) после эксплуатации и регенерации / И.Л. Щеголев, Ю.П. Тарасенко, В.А. Сорокин, Л.А. Кривина // Газотурбинные технологии. – 2005. – № 1. – С. 20 – 24.

Поступила в редакцию 1.06.2005

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

УДК 629.7.036:539.4

А.В. ОЛЕЙНИК¹, Д.Ф. СИМБИРСКИЙ¹, А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ²¹Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», Украина²ГП «Ивченко-Прогресс», Украина

КОНЦЕПЦИЯ РАЗРАБОТКИ СИСТЕМ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО МОНИТОРИНГА ВЫРАБОТКИ РЕСУРСОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД

Предложена Концепция разработки систем эксплуатационного мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД, которая исходит из необходимости достижения максимальной точности мониторинга температурного и напряженного состояний контролируемых деталей. Приведены сведения о ее реализации для двухконтурных ГТД ГП "Ивченко - Прогресс".

ресурс, мониторинг, контролируемая деталь, математическая модель, идентификация, температурное и напряженное состояние

Введение

В настоящее время авиационные ГТД оснащаются оперативными бортовыми или наземными цифровыми автоматизированными системами мониторинга выработки ресурсов (МВР) контролируемых деталей (КД) двигателя – критичных с позиций общей безопасности полетов. Наиболее перспективными являются системы МВР, основанные на мониторинге температурного и напряженного состояний (ТС и НС) КД. Последний заключается в непрерывных расчетах этих состояний на всех произвольных установившихся и переходных режимах работы двигателя по значениям штатно регистрируемых его параметров. Наиболее известны системы МВР этого типа фирм Пратт-Уитни, Дженерал Электрик, НПО «Труд» и АО «Пермские моторы» (Россия), Национального авиационного университета (Киев) и другие, а также совместные разработки Национального аэрокосмического университета «ХАИ» им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» (Харьков) и ГП «Ивченко-Прогресс» (Запорожье) [1 – 3]. Аналогичные системы МВР создаются также для ГТД и ГТУ, используемых в наземных газотранспортных и энергетических установках, в автоматизированных системах учета выработки ресурса материала ответственных деталей АЭС и в ряде других случаев.

1. Концепция разработки систем МВР ГТД

В известных системах МВР ГТД реализуется ряд общепринятых концептуальных положений, а именно:

1.1. Системы МВР обычно создаются в составе автоматизированная система диагностики технического состояния двигателя, в которых выполняется первичная обработка и хранение значений штатно регистрируемых параметров.

1.2. Назначенные ресурсы деталей и их выработка устанавливаются в часах обобщенного полетного цикла (ОПЦ) двигателя, исходя, как правило, из заданного уровня прочностной надежности деталей по критериям длительной прочности (ДП) и малоциклового усталости (МЦУ).

1.3. В основу МВР КД положено сравнение их повреждаемостей по ДП и МЦУ в i -х полетных циклах ПЦ i с задаваемыми значениями повреждаемостей в ОПЦ.

1.4. При оценках повреждаемостей в системах МВР используются те же модели долговечности материалов, что и при ресурсном проектировании и установлении ресурсов деталей.

1.5. Повреждаемости деталей рассчитываются по результатам автоматизированного мониторинга их ТС и НС, который заключается в последовательном использовании быстросчетных (мониторинговых)

моделей проточной части двигателя, теплообмена на поверхностях КД и, в завершении, их ТС и НС.

1.6. Мониторинговые модели создаются на основе соответствующих моделей верхнего уровня. Они должны расходовать минимальные вычислительные ресурсы и, одновременно, обладать высокой точностью описания модели регистрируемых процессов.

2. Актуальные проблемы разработки систем МВР

Опыт эксплуатации известных систем МВР, а также результаты, полученные на кафедре конструкции авиадвигателей ХАИ в процессе исследований и практической реализации алгоритмов МВР ГТД [3-6], выявили ряд нерешенных проблем, которые, по нашему мнению, существенно снижают эффективность практического использования последних. Основной из них является *недостаточная точность мониторинговых моделей* ТС и НС деталей. Объективной причиной этого является то обстоятельство, что с одной стороны, эти модели должны быть достаточно простыми, чтобы работать в реальном времени, а, с другой стороны – сохранять достаточно высокую точность, которая характерна для имеющихся у Разработчика двигателя моделей высокого уровня – соответствующих алгоритмов и пакетов программ. Так, погрешности используемых в известных системах МВР упрощенных мониторинговых моделей ТС и НС могут достигать 15 – 30% [4 – 6]. Причинами такого высокого уровня погрешностей, в основном, являются неучет ряда существенных факторов: температурных градиентов и вызываемых ими температурных напряжений в КД на переходных режимах, влияния температурного поля КД на теплофизические и упругие свойства их материалов, механических и температурных условий работы КД в поузловых сборках, геометрических нестационарностей и вызываемых ими нелинейностей моделей и др. Указанные порядки погрешностей ТС и НС КД могут, в свою оче-

редь приводить к погрешностям в оценках выработанного ресурса КД по длительной прочности в 10 – 15 раз, а по малоцикловой усталости – в десятки раз (при определении относительных повреждаемости в конкретных реальных циклах) [7].

Кроме того, отсутствует методология получения оценок точности мониторинга ТС и НС КД и зависящей от нее точности МВР двигателя в целом. С другой стороны, не решена обратная задача – определения необходимой точности мониторинга ТС и НС, исходя из требуемой точности МВР двигателя.

Поэтому представляется необходимым развить Концепцию, уделив основное внимание решению проблемы повышения точности мониторинговых моделей ТС и НС КД.

В связи с этим нами был сформулирован ряд дополнительных положений, а также приведены основные результаты, получаемые при их реализации.

3. Направления и достигнутые результаты совершенствования Концепции

3.1. Перед началом разработки системы МВР, исходя из требований ее точности, должны быть выполнены оценки необходимой точности мониторинга ТС и НС детали. Исходная точность МВР устанавливается из условий полной и безопасной реализации потенциальных возможностей по ресурсу каждого индивидуального двигателя данного типа.

Результаты разработки соответствующих методик таких оценок и их практического использования при разработке систем МВР для ряда двигателей ГП «Ивченко-Прогресс» позволили сделать принципиально важный вывод о необходимости выполнения мониторинга ТС и НС в системах МВР деталей с максимально возможной точностью [4 – 7].

3.2. Для достижения максимально возможной точности мониторинга ТС и НС необходимо:

3.2.1. Разработку мониторинговых моделей предварять тщательными количественными исследованиями на моделях высокого уровня вкладов различных факторов температурного и механиче-

ского нагружения в ТС и НС деталей, а также возможностей их суперпозиции.

3.2.2. Особое внимание должно уделяться рассмотрению условий, которые приводят модели высокого уровня к нелинейному или нестационарному виду, а также работе детали в конструкторской сборке (узле) двигателя.

3.2.3. Для мониторинговых моделей ТС и НС КД целесообразно привлечь разработанные в общей теории динамических систем методы структурно-параметрической идентификации моделей сложных технических объектов.

В работе [8] показано, что структурную идентификацию мониторинговых моделей ТС и НС КД на установившихся и переходных режимах работы двигателя целесообразно осуществлять путем аппроксимации исходных уравнений нестационарной теплопроводности и термоупругости уравнениями динамики КД в пространстве их состояний. Предложен метод, благодаря которому идентификация ТС и НС в области критической точки детали преобразуется из операций с высокоуровневыми конечно-элементными моделями большой размерности в операции с небольшим количеством статических и динамических характеристик таких моделей.

3.3. Разработка комплекса мониторинговых моделей ТС и НС должна сопровождаться и завершаться оценками погрешностей конечных результатов мониторинга.

Для этих целей предложен метод, основанный на рассмотрении процесса идентификации ТС и НС как случая косвенных измерений, для которого уравнением измерений является комплекс мониторинговых моделей проточной части двигателя, граничных условий теплообмена, ТС и НС КД.

3.4. Алгоритмы системы МВР должны включать четко структурированные модули, соответствующие основным мониторинговым моделям. Модульная структура обеспечивает возможность исследования и анализа отдельных составляющих погрешности алгоритма. Такая структура необходима также для

внесения изменений в алгоритмы по мере уточнения ОПЦ, увеличения назначенных ресурсов, развития методических основ контроля выработки ресурса и проектирования АД.

3.5. В алгоритмах МВР необходимо предусмотреть перспективы учета механизмов трещинообразования и контроля за ростом трещин, а также расширения номенклатуры повреждающих факторов и учета их совместного влияния на прочностную надежность КД. При этом очевидным условием реализации такой перспективы является первоначальное решение упомянутых вопросов на этапе ресурсного проектирования двигателей.

4. Практическая реализация дополненной Концепции

4.1. Основные положения дополненной Концепции были реализованы в программном комплексе (ПК) «Ресурс-18Т» [3], предназначенного для мониторинга выработки и прогнозирования остатка назначенного ресурса двухконтурного ТРД Д-18Т по штатно регистрируемым параметрам в процессе его эксплуатации на самолете АН-124 («Руслан»). Кроме того, ПК использовался для экспресс-расчетов выработки ресурсов КД при различных предполагаемых вариантах полетных циклов, времен года и условий эксплуатации двигателя.

ПК может применяться в двух модификациях: для работы на борту в темпе реального времени и для наземной обработки полетной информации.

4.1.1. В состав КД были включены: лопатка вентилятора, диски компрессоров среднего и высокого давлений, диски турбин высокого давления и вентилятора, а также отдельные валы. Исходными данными для расчетов служат значения штатно регистрируемых параметров и сигналов двигателя

ПК после каждого своего включения и выполнения цикла вычислений выдает следующую текущую информацию: накопленные повреждения КД по ДП и МЦУ, выработанный ресурс и остаток назначенного ресурса (в часах и количестве ОПЦ), а также

любую информацию, имеющуюся в базе данных ПК.

4.1.2. Основой для разработки ПК послужил цикл специальных исследований особенностей ТС и НС каждой КД, выполненный на соответствующих моделях верхнего уровня.

Проведенный анализ показал необходимость при мониторинге ТС и НС рассматривать КД в составе соответствующих узлов (за исключением лопатки вентилятора). Это обстоятельство существенно усложнило поставленные задачи по сравнению с аналогичными, рассмотренными в работах [1, 2].

4.2. В основу алгоритмов мониторинга НС положены принципы:

- суперпозиции упругих напряжений, создаваемых разными факторами в одинаковых полях температур;
- пропорциональности напряжений и параметров нагружения в постоянном поле температур;
- подобия температурных полей на различных режимах;
- подобия перераспределения напряжений из-за зависимости модуля упругости $E(t)$ от температуры в условиях подобия полей температур.

4.2.1. При мониторинге НС КД на установившихся режимах вычисляются:

- компоненты тензора напряжений (далее напряжения) в критической точке КД от действия факторов механического нагружения;
- напряжения от действия факторов температурного нагружения (температурные напряжения);
- суммарные напряжения (с учетом концентрации напряжений);
- эквивалентное упругое напряжение;
- эквивалентное упругопластическое напряжение.

4.2.2. Большое внимание было уделено алгоритмам мониторинга температурных напряжений в КД, которые были выражены через некоторое безразмерное напряжение $\dot{S}$, являющееся функциями предложенных режимных параметров. Для КД со

значительной долей температурных напряжений (диски, валы и др.) был реализован алгоритм мониторинга, погрешность которого не превышала 1% (0,6 МПа в наших расчетах) во всем диапазоне режимов двигателя. Его разработка заключалась в проведении для каждой компоненты тензора температурных напряжений структурной идентификации алгоритма (определении наилучшего набора из трех режимных параметров) и последующей его параметрической идентификации (определении коэффициентов полиномиальных аппроксимаций режимных параметров).

4.2.3. Задачами мониторинга ТС на установившихся режимах деталей являлись вычисления:

- а) температур t в критических точках контролируемых деталей;
- б) характерных температур для учета зависимости коэффициента теплопроводности $\lambda(t)$ от температуры;
- в) эквивалентных температур t_e для учета зависимости модуля упругости $E(t)$ от температуры при расчетах напряжений от факторов механического нагружения;
- г) некоторых эффективных температур t_1 и t_2 для учета температурной зависимости модуля упругости $E(t)$ и коэффициента температурного расширения $\alpha(t)$ при расчетах температурных напряжений.

Был предложен комплекс оригинальных алгоритмов мониторинга ТС.

4.2.4. При мониторинге ТС и НС на переходных режимах были существенно развиты предложенные ранее алгоритмы [1,2] путем использования методов теории пространства состояний [8].

4.3. Оценка погрешностей МВР, под которыми понимаются отличия результатов ПК от результатов аналогичных расчетов по моделям верхнего уровня, предваряли оценки погрешностей мониторинга ТС и НС.

В качестве их предельных значений были установлены следующие:

- ТС на установившихся режимах: 0,2 ... 0,4%;

- ТС на неустановившихся режимах: менее 2,5%;
- НС на установившихся режимах: менее 1,5%;
- по НС на неустановившихся режимах: менее 3%.

Для оценок погрешностей МВР по МЦУ была применена методика [7] с использованием приведенных выше значений предельных погрешностей мониторинга ТС и НС.

Кроме того, использовались результаты оценок для типовых КД авиационного ГТД, полученные в [4] при аналогичных условиях. В частности, был выполнен детальный количественный учет всех систематических и случайных составляющих погрешностей МВР для применительно диска и рабочей лопатки ТВД двигателя.

В целом, в качестве приближенных оценок погрешностей МВР с помощью ПК «Ресурс-18Т» было принято, что они не превышают 7 – 8% по МЦУ и 5% по ДП. В то же время, в работе [4] было показано, что при использовании общепринятых методов мониторинга ТС и НС КД указанные погрешности могут достигать 45 – 50%.

Заключение

Таким образом, выше предложены дополнения к общепринятой Концепции разработки систем МВР авиационных ГТД, в которой основное внимание уделено решению проблемы повышения точности мониторинга ТС и НС контролируемых деталей.

Приведены основные результаты реализации предложенной Концепции при разработке алгоритмов систем МВР газотурбинных двигателей ГП «Ивченко-Прогресс».

Литература

1. Система учета выработки ресурса турбовального привода газоперекачивающего агрегата / Д.Ф. Симбирский, А.В. Олейник и др. // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр. – Х.: ХАИ. – 1998. – Вып. 5. – С. 343 – 347.
2. Комплекс программно-методических средств для учета выработки ресурса авиационного ГТД в

системах диагностической обработки информации / Д.Ф. Симбирский, А.В. Олейник и др. // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр. – Х.: ХАИ. – 2002. – Вып. 26. – С. 163 – 166.

3. Комплекс программно-методических средств для эксплуатационного мониторинга выработки ресурса основных деталей авиационного двигателя Д-18Т / Д.Ф. Симбирский, А.В. Олейник, В.А. Филяев, В.И. Колесников и др. // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр. – Х.: – 2003. – Вып. 7. – С. 96 – 101.

4. Филяев В.А. Мониторинг температурного и напряженного состояний деталей авиационных ГТД в системах учета выработки их ресурса: Дис... канд. техн. наук: 05.07.05. – Х., 2002. – 193 с.

5. Крикунов Д.Ф. Математические модели для эксплуатационного мониторинга температурного состояния деталей ГТД в системах учета выработки ресурса. Дис... канд. техн. наук: 05.14.06 – Х., 2003. – 163 с.

6. Крикунов Д.В., Олейник А.В. Анализ эффективности методов решения задач мониторинга температурного состояния деталей ГТД // Авиационно-космическая техника та технологія. – Х.: ХАИ. – 2003. – Вып. 36/1. – С. 101 – 107.

7. Симбирский Д.Ф., Филяев В.А., Шереметьев А.В. Требования к точности мониторинга температурного и напряженного состояний деталей ГТД в системах учета выработки их ресурса // Авиационно-космическая техника і технологія. – Х.: ХАИ. – 2002. – Вып. 34. – С. 130 – 132.

8. Олейник А.В. Эксплуатационный мониторинг температурного состояния детали газотурбинного двигателя как задача динамики конечно-элементной модели в пространстве состояния // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 4(12.). – С. 38 – 42.

Поступила в редакцию 18.05.2005

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

УДК 629.7.036:539.4

А.Г. ОЛЕЙНИК, Т.И. ПРИБОРА*ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина***ЧАСТНЫЕ СЛУЧАИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И ПРОДЛЕНИЯ РЕСУРСА ДИСКОВ КОМПРЕССОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД**

Рассмотрены расчетно-конструкторские предложения по снижению напряженности критических зон дисков компрессоров с целью увеличения ресурса двигателей, приведены конкретные схемы и результаты численной оценки

надежность, ресурс, напряженно-деформированное состояние, межпазовый выступ, операции доработки, фреттинг-износ

Введение

Конкурентоспособность и экономическая эффективность авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) определяется уровнем их надежности. Уровень надежности двигателя характеризуется количественными показателями, определяемыми на основании статистических данных результатов эксплуатации и расчета; он закладывается при проектировании двигателя и контролируется в процессе всего его существования. Заданный уровень надежности должен обеспечиваться в течение всего ресурса двигателя, т.е. его наработки с установленными основными данными. Ресурс двигателя задается при проектировании в зависимости от его назначения и закладывается конструктором при расчете всех узлов и деталей на прочность. Диски роторов (компрессоров) являются наиболее ответственными и определяющими элементами конструкции газотурбинных двигателей. От совершенства конструкции дисков зависят надежность, легкость конструкций авиационных двигателей. Они входят в перечень основных деталей двигателя и являются определяющими в назначении межремонтного и назначенного ресурсов авиационных газотурбинных двигателей.

Современные авиационные газотурбинные двигатели должны иметь ресурс с заданным уровнем надежности в течение не менее 20000 ... 100000 часов эксплуатации.

Ресурсы такого порядка можно обеспечить при условии снижения уровня действующих переменных (динамических) и повторно-статических напряжений в критических зонах деталей двигателя путем совершенствования их конструктивной формы, применения новых более легких и прочных материалов, использования более совершенной и точной технологии их изготовления.

1. Формулирование проблемы

В настоящей статье рассматриваются частные случаи снижения уровня напряжений в одной из критических зон диска – в основании межпазового выступа замкового соединения лопатка - диск. Снижение уровня максимальных эквивалентных напряжений критической зоны диска – основной путь повышения его циклической долговечности.

Определение с высокой степенью достоверности напряженно-деформированного состояния (НДС) и ресурса основных деталей авиационных ГТД стало возможно в результате использования современных средств вычислительной техники, внедрения численных методов, в том числе метода конечных элементов. При решении задач по определению напряженно-деформированного состояния проектируемых и находящихся в эксплуатации дисков компрессоров используются расчетные модели высокого уровня.

2. Решение проблемы

Расчету по определению НДС диска на модели высокого уровня, предшествует расчет всего ротора, в состав которого входит конкретный диск. Расчет ротора выполняется в двухмерной постановке с учетом всех эксплуатационных факторов влияющих на напряженное состояние, а именно: температурные поля, газовые силы, давления, центробежные силы, условия взаимодействия деталей в роторе. Из полученного расчета для модели конкретного диска формируются граничные условия для выполнения расчета напряженного состояния диска в трехмерной постановке с учетом всех конкретных особенностей конфигурации диска.

Характер распределения напряжений по диску носит неравномерный характер. Выделяются зоны концентрации напряжений, которые принято называть критическими зонами детали. Как правило, в дисках эти зоны располагаются у основания межпазовых выступов. Напряженность критических зон определяет циклический ресурс детали.

В зонах концентрации напряжений реализуется трехмерное НДС, компоненты которого определяются расчетом. В качестве критерия напряженности диска в местах концентрации напряжений принимаем критерий интенсивности напряжений Губера – Мизеса (1):

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}, \quad (1)$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ – нормальные и касательные напряжения в трех, взаимно перпендикулярных площадках, нормали к которым обозначены x, y, z ; $\sigma_{\text{экв}}$ – эквивалентные напряжения в рассматриваемой зоне диска.

Циклическая долговечность диска тем больше, чем меньше величина действующих эквивалентных напряжений. Поскольку тема увеличения циклической долговечности двигателя в целом, и дисков

компрессоров, в частности, очень актуальна, целью коллектива разработчика является отработка мероприятий по снижению напряжений в местах концентрации, без дополнительного увеличения веса конструкции.

В данной работе представляем мероприятия по уменьшению напряжений концентрации в основании межпазового выступа путем разнесения компонент эквивалентного напряжения по различным зонам рассматриваемого участка поверхности доннышка паза диска (рис. 1).

Суть мероприятия сводится к разделению окружных напряжений возникающих в ободной части от вращения диска и радиальных напряжений от сил, действующих со стороны лопаток. Эффект уменьшения величины эквивалентных напряжений был достигнут за счет изменения геометрии доннышка паза диска с плоского на скругленное, что, в свою очередь, позволило увеличить радиус перехода от доннышка паза к рабочим поверхностям диска и тем самым уменьшить коэффициент концентрации в уголках межпазового выступа.

На рис. 2 показан характер модификации доннышка паза. Проведенные расчеты НДС исходной и модифицированной геометрии доннышка паза диска подтвердили снижение уровня напряжений.

На рис. 1 представлено в виде графиков распределение радиальных (S_x), окружных (S_y) и эквивалентных ($S_{\text{экв}}$) напряжений в узлах, лежащих по линии, образующей контур доннышка на входе в паз. Зона А выбрана в радиусе сопряжения со стороны острого угла межпазового выступа, здесь происходит концентрация напряжений. Зона Б находится примерно в середине доннышка паза, зона В расположена в радиусе сопряжения со стороны тупого угла.

На рис. 2 видно, что при исходном профиле доннышка паза в зоне А имеем максимум как радиальных, так и окружных напряжений, поэтому и эквивалентные напряжения достаточно велики.

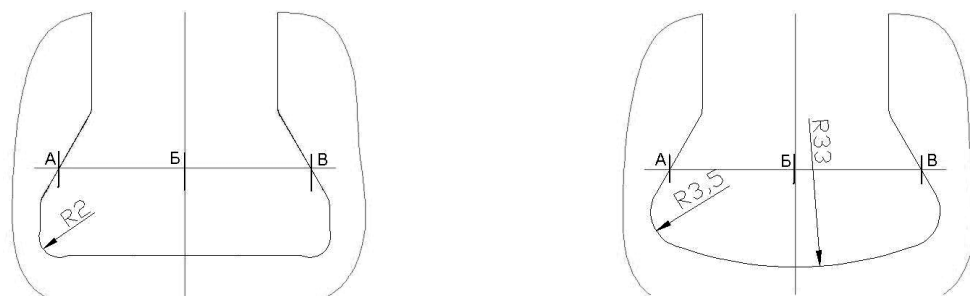


Рис. 1. Характер модификации донышка паза

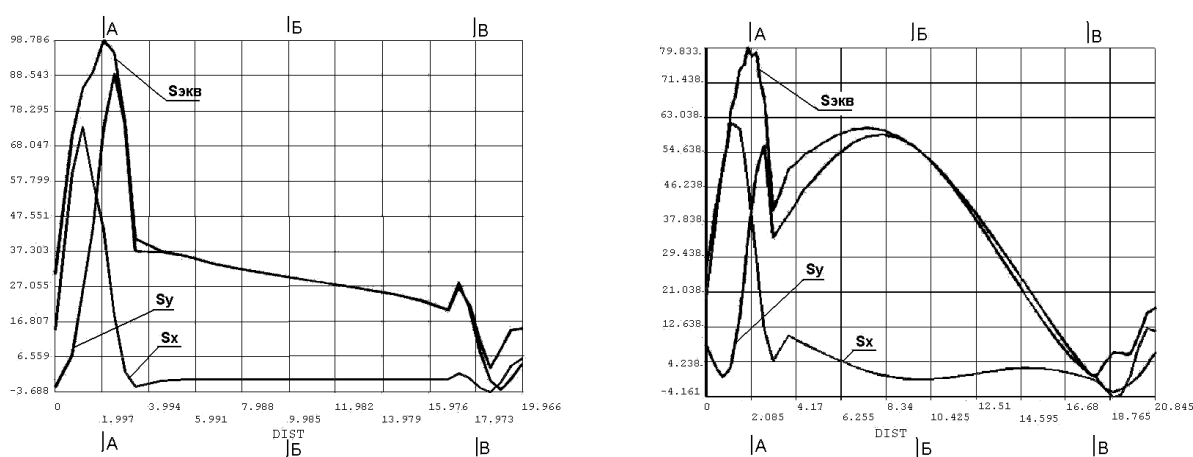


Рис. 2. Характер распределения радиальных, окружных и эквивалентных напряжений в исходном исполнении донышка паза (слева) и в модифицированном исполнении донышка паза (справа)

С переходом на модифицированное донышко, пик максимальных окружных напряжений перемещается ближе к середине донышка, тем самым, снижая величину эквивалентных напряжений в зоне острого угла.

Эффект мероприятия – снижение действующих эквивалентных напряжений в области острого угла на 12%.

Еще один пример увеличения ресурса диска связан с необходимостью доработки контактных поверхностей пазов «притиром» при ремонте для удаления следов от фреттинг – износа возникающего в процессе эксплуатации. В результате ремонта контактных поверхностей у основания межпазового выступа образуется уступ от инструмента.

Указанный уступ является дополнительным концентратором напряжений от изгиба и среза фрагмента выступа, может привести к зазору, линейно-

му контакту и недопустимым напряжениям смятия в соединении «ласточкин хвост» (если при перешлифовке не контролировать размеры «притира»), может ограничить ресурс детали двигателя.

Во избежании перечисленных выше недостатков, конструкторами было предложено мероприятие, состоящее в организации у основания площадки контакта зоны выхода инструмента при осуществлении операции притирки контактных поверхностей паза в процессе ремонта (рис. 3). Расчетчиками смоделированы предложенные мероприятия и оценена их эффективность. Расчеты подтвердили эффективность подобной доработки. Было сделано встречное предложение по доработке донышка паза, как было описано выше. Результат совместных мероприятий выражается в снижении напряжений концентрации на 10%, ожидаемом увеличении ресурса детали на 16% (рис. 4).



Рис. 3. Вид последовательного введения в профиль паза конструктивных изменений

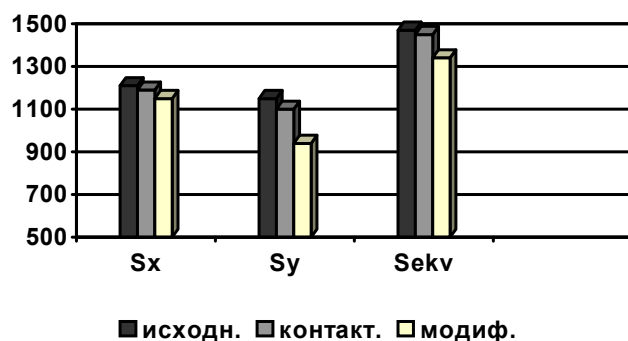


Рис. 4. Снижение радиальных (S_x), окружных (S_y) и эквивалентных (S_{ekv}) напряжений по мере введения в профиль паза конструктивных мероприятий

Заключение

Представленные конструктивные решения по снижению уровня напряжений в критической зоне диска компрессора, а именно, в основании межпазового выступа, просты в реализации и позволяют значительно повысить надежность и ресурс дисков, и соответственно самого двигателя.

Современный уровень численного анализа позволяет оперативно и с высокой достоверностью оценить уровень напряжений – в реальных конструкциях, определить зоны локализации напряжений, разработать и реализовать мероприятия по увеличению надежности конструкции.

Литература

1. Ресурсное проектирование авиационных ГТД. Руководство для конструкторов. Труды ЦИАМ. № 1275. Вып. 3. – М.: ЦИАМ, 1991. – 372 с.

2. Баженов В.Г., Тростенюк Ю.И. Применение МКЭ для исследования НДС ров ГТД // Проблемы прочности. – 1988. – № 5. – С. 88 – 92.

3. Колесников В.И., Шереметьев А.В. Прогнозирование надежности на основе расчетно-экспериментального анализа термонапряженного состояния узлов авиационных ГТД // Прогресс – Технология – Качество: Тр. Второго конгресса двигателестроителей Украины с иностранным участием. – Киев-Харьков-Рыбачье. – 1997. – С. 282 – 286.

4. Исследование динамики циклически симметричных несущих конструкций гидротурбин / Б.Я. Кантор, И.С. Веремеенко, Т.Ф. Медведовская и др. // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Труды Международной научно-технической конференции. – Х.: ИПМаш НАН Украины. – 1997. – С. 503 – 506.

5. Михайлов А.Л. Критерии несущей способности дисков ротора турбины ГТД на основе математического моделирования объемного НДС // Вестник двигателестроения. – 2003. – № 2. – С. 105 – 109.

Поступила в редакцию 3.06.2005

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

УДК 539.4.016 : 621.831

А.И. ДОЛМАТОВ, А.А. КОЛОС

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА РЕСУРС РАБОТЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**

Предложен к рассмотрению системно-комплексный метод исследования факторов, влияющих на ресурс работы зубчатых колес узлов и агрегатов авиационных двигателей, поставлена задача систематизации дефектов, выявляемых в процессе ремонта, для анализа технологических причин, приводящих к появлению характерных дефектов, с целью определения рационально-эффективного применения различных способов упрочнения.

долговечность, ресурс, зубчатые колеса, дефекты, причины, анализ, систематизация информации, ремонт, упрочняющие технологии

Введение

Повышение ресурса авиационных двигателей является важнейшей задачей современного авиадвигателестроения и ремонта, поскольку ресурс в значительной мере определяет экономичность, конкурентоспособность и безопасность полетов летательных аппаратов.

Формулирование проблемы. Установление и продление ресурсных показателей зубчатых колес узлов и агрегатов авиационных двигателей является актуальной проблемой для конструкторов, технологов, производственников, эксплуатационников и ремонтников. В разрешении которой научно-практической задачей поставлено исследование причинно-следственных связей результатов эксплуатации изделий и технологий производства и ремонта.

Во-первых, должны анализироваться статистические данные по видам дефектов зубчатых колес авиадвигателей, выявленных в эксплуатации и при определенном виде ремонта. Так как значительная часть дефектов деталей выявляется и исследуется только при ремонте на заводах, что обусловлено заменой именно неисправного модуля или агрегата авиадвигателя в эксплуатации.

Во-вторых, должны расследоваться и анализироваться причины замены узла или агрегата до выра-

ботки ими установленного межремонтного или назначенного ресурса.

Следовательно, для изучения причин появления отказов и разработки конструктивно-технологических мероприятий по их предупреждению большое значение имеет сбор и анализ информации о дефектах выявляемых при ремонте агрегатов и узлов двигателя.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. Анализ различных литературных данных показывает, что в последнее время частично наметилась тенденция к исследованиям по повышению долговечности почти всех деталей как при изготовлении, так и при ремонте. Это заставляет прибегнуть к экономическим аспектам долговечности изделий, что привело к понятию оптимальной долговечности, обеспечение которой комплексно решается как при изготовлении так и при ремонте, одной организацией исполнителем [1].

Стремление к повышению долговечности авиационных двигателей за счет дальнейшего ужесточения требований к точности геометрических параметров сопрягаемых деталей малоэффективно, так как приводит к существенному росту технологических трудностей и затрат на изготовление. Применение новых высокопрочных материалов для изготовления ответственных деталей авиадвигателей, хотя и способствует росту статической прочности,

однако, сопровождается существенным ростом технологической себестоимости изделий. Наиболее эффективно повышение эксплуатационных свойств деталей технологическими методами [2].

Таким образом, можно сказать, что вопрос о повышении долговечности зубчатых колес актуален и представляет интерес для дальнейших исследований.

Постановка задачи исследования. Следовательно, задачей исследования ставится выявление, систематизация и анализ дефектов зубчатых колес авиадвигателей на всех этапах от изготовления, испытания, эксплуатации до дефектации и ремонта. Результаты данных исследований будут служить конечно-исходными данными для рассмотрения вопроса о закономерном повышении эффективности упрочняющих технологий изготовления и ремонта зубчатых колес авиационных двигателей.

Изложение основного материала с обоснованием полученных результатов

В ходе проведенных исследований были определены и систематизированы следующие виды дефектов зубчатых колес авиадвигателей.

Разрушение зубчатых колес, один из самых опасных и значительных дефектов, приводящих к неисправностям и отказам узлов и агрегатов авиадвигателя. В ряде случаев появление трещин и поломок зубчатых колес связано с местным повышением напряжений в так называемых зонах концентраторах напряжений. Неправильный выбор допусков и посадок причина местных концентраторов напряжений. Причиной разрушения в большинстве случаев оказывается неверно выбранные методы и режимы обработки детали. Так, например, при появлении прижогов происходит структурно-фазовое изменение состояния поверхностного слоя материала заготовки детали, и в результате сопротивление усталости детали снижается примерно на 20 – 25%. Разрушаются зубчатые колеса в следствии местного

ослабления прочности деталей из-за недостаточно продуманного способа производственного контроля [3].

Усталостное (оспovidное) изнашивание, возникающее при трении качения, является следствием усталости поверхностных слоев металла, и также выступов микронеровностей, при повторном нагружении одних и тех же микрообъемов поверхностного слоя. Ведущее к накоплению повреждений и в результате выражающееся в усталостном выкрашивании поверхностей зубьев, т.е. разрушении. Основной причиной в результате которой активно проявляется усталостное выкрашивание поверхностного слоя зубьев, является не обеспечение требуемого качества поверхностного слоя детали: шероховатости, волнистости, физико-механических свойств, микроструктуры металла и остаточных напряжений [4].

Абразивное изнашивание также вид изнашивания, при котором отделение части поверхности происходит за счет микрорезания материала поверхностного слоя зубчатого колеса неровностями или твердыми структурными составляющими материала сопряженного зубчатого колеса, или микроцарапаний, производимого абразивными частицами, находящимися между поверхностями трущихся поверхностей зубьев. Причиной данного вида износа, является наличие твердых посторонних частиц в рабочем воздухе, топливе, смазочных материалах, охлаждающих жидкостях, загрязнение полостей двигателя. Также определяющей причиной абразивного изнашивания есть неудовлетворительное качество обработки рабочих поверхностей трения зубьев [5].

Заведание зубьев заключается в местном молекулярном сцеплении контактирующих поверхностей зубьев колес в условиях разрушения смазочной пленки, характеризуемое местным налипанием и отделением частиц на поверхности трения (адгезионный отрыв). Изнашивание такого вида возникает при высоких давлениях и больших скоростях относительного скольжения, как правило, обладает

большой интенсивностью. Превалирующей причиной заедания зубьев может быть выдавливание или изнашивание масляной пленки или понижение вязкости и защитной способности масла от нагрева, т.е. в зоне трения возникает тепловой износ, в следствии неправильной сборки зубчатого зацепления, узла. Заеданию более подвержены зубья с незакаленными поверхностями из однородных материалов, однако, это явление наблюдается также и при разнородных материалах и закаленных поверхностях.

Фреттинг-коррозия, являющаяся разновидностью коррозионно-механического изнашивания, происходит под воздействием окислительных процессов и абразивного изнашивания металла зубчатых колес. Пластически деформированный и насыщенный кислородом поверхностный слой зубчатых колес, с присутствующими в области трения окисленными продуктами изнашивания, разрушается под воздействием многократно повторяющихся нагрузок, после чего в процесс вступают новые нижние слои металла. В результате на поверхностях взаимного касания образуются язвинки и продукты коррозии в виде налета, пятен и порошка. Причинами коррозионно-механического изнашивания являются: шероховатость поверхности, направление неровностей, волнистость обусловленные методами и режимами механической обработки, а также физической природы металла. Существенное значение для протекания процесса фреттинг-коррозии имеет окисление поверхностей возникающие вследствие вибраций или деформации под нагрузками.

Механические повреждения торцов и рабочих поверхностей зубьев происходят по следующим причинам, очевидной из которых, является нарушение технологического процесса сборки, а именно использование непредусмотренного технологическим процессом инструмента, и невыполнение технических требований и условий сборки. Также попадание в зону контакта зубьев или других поверх-

ностей, посторонних металлических и абразивных частиц в процессе сборки или эксплуатации. Посторонние механические частицы при попадании в зазоры трущихся пар участвуют в восприятии нагрузки и могут в зависимости от местных условий впрессовываться в поверхность трения, раздавливаться на более мелкие фракции, скользить или перекатываться вдоль поверхности, вызывая дефекты поверхностного слоя зубчатого колеса.

Приработка рабочих поверхностей зубьев, цапф, шлицев является первоначальным износом, который происходит по физическим процессам износа.

В результате пластической деформации поверхностных слоев, на контактных поверхностях зубьев происходит наклеп. При наклепе уменьшаются пластичность и ударная вязкость, и повышаются твердость и прочность. Очевидной причиной наклепа на профиле зубьев в процессе работы зубчатых передач, является превышающая оптимальную микротвердость поверхностного слоя после изготовления детали, приводящая в дальнейшем к перенаклепу. Также причиной может быть и меньшая, чем оптимальная микротвердость детали, в этом случае в процессе работы на зубчатых колесах происходит интенсивный износ, до пор, пока пластическая деформация поверхностного слоя не повысит его микротвердость до величины оптимальной.

Коррозионное разрушение поверхностей зубчатых колес в результате химического воздействия среды, проявляется в разрушении поверхности металла. Интенсивность этого процесса зависит от физической природы металла, параметров поверхностного слоя и условий эксплуатации [4]. Коррозия способствует процессу кавитационного разрушения и фреттинг-коррозии металла.

Кавитационный износ, протекающий в процессе кавитации, при этом поверхность металла начинает наклепываться на малую глубину, появляются линии сдвига с выявлением границ отдельных зерен. Процесс кавитации вызывает разупрочнение, пере-

наклеп материала на отдельных микроучастках, сопровождающихся возникновением очагов разрушения в виде трещин и питтинга. Разрушение может развиваться в пределах зерен или по границам их. Возникновение кавитации связано с наличием дополнительного разрежения вследствие высокого гидросопротивления, имеющего место по конструктивным причинам.

Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

В результате проведенных исследований были выявлены, систематизированы и предварительно проанализированы характерные виды дефектов зубчатых колес авиационных двигателей после эксплуатации.

Очевидно, во-первых, что использование действующих упрочняющих технологий не может предотвратить появление дефектов на поверхностном слое зубчатых колес, и как следствие более увеличить межремонтный ресурс эксплуатации узла или агрегата авиадвигателя.

Во-вторых, из выше сказанного, не представляется возможным сократить объем и сроки работ, производимых при ремонте данного типа деталей, а как следствие, и экономию материальных средств, затрачиваемых на восстановление или изготовление (взамен забракованных после эксплуатации) зубчатых колес.

Подводя итог данного этапа исследований, можно сказать, что необходимо знать характер влияния параметров качества поверхностного слоя зубчатых колес, на предрасположенность к тому или иному виду эксплуатационных дефектов, а в перспективе для выявления рациональных областей эффективно применения различных способов упрочнения.

Литература

1. Суслов А.Г. Направления работ Брянской технологической школы по решению проблемы «Обеспечения и повышения качества изделий машиностроения и технологической оснастки» // Справочник. Инженерный журнал. Приложение. – М.: Машиностроение, 2004. – № 11. – С. 2 – 5.
2. Киричек А.В. Повышение эффективности упрочняющих технологий // Справочник. Инженерный журнал. Приложение – М.: Машиностроение, 2004. – № 3. – С. 15 – 20.
3. Косточкин В.В. Надежность авиационных двигателей и силовых установок. – М.: Машиностроение, 1988. – 266 с.
4. Богуслаев В.А. и др. Технология производства авиационных двигателей: Монография / А.Я. Качан, В.Ф. Мозговой, Е.Я. Корневский; Под ред. В.А. Богуслаева – Запорожье: Изд. комплекс ОАО «Мотор Сич», 2000. – Т. 1. – 945 с.
5. Ремонт авиационных двигателей. / Н.И. Конончук, Б.Е. Авчинников, В.П. Фролов; Под ред. А.Д. Пономарева. – М.: Изд. ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1955. – 310 с.
6. Папшев Д.Д. Упрочняющая технология в машиностроении (методы поверхностного пластического деформирования). – М.: Машиностроение, 1986. – 160 с.
7. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1990. – 224 с.
8. Геллер Ю.А. Рахштадт А.Г. Материаловедение. – М.: Металлургия, 1975. – 328 с.

Поступила в редакцию 31.05.2005.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Я.Мовшович, ГП «Харьковский научно-исследовательский институт технологии машиностроения», Харьков.

УДК 669.14.018.44:539.4

Е.Р. ГОЛУБОВСКИЙ¹, И.Л. СВЕТЛОВ², К.К. ХВАЦКИЙ²¹ *ФГУП Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова (ЦИАМ), Россия*² *ФГУП Всероссийский институт авиационных материалов (ВИАМ), Россия*

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ АКСИАЛЬНОЙ И АЗИМУТАЛЬНОЙ АНИЗОТРОПИИ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МОНОКРИСТАЛЛОВ ЖАРОПРОЧНЫХ НИКЕЛЕВЫХ СПЛАВОВ ДЛЯ ЛОПАТОК ГТД*

Представлены результаты экспериментального исследования влияния аксиальной кристаллографической ориентации на характеристики упругости, кратковременной и длительной прочности монокристаллов сплава ЖС32. Показано, что изменение азимутальной ориентации в кристаллографической плоскости {001} не оказывает влияния на длительную прочность монокристаллов с аксиальной ориентацией <001>. Показано, что этот результат отличается от значимого влияния азимутальной ориентации на циклическую трещиностойкость монокристаллов сплава ЖС6Ф.

монокристаллы никелевых сплавов, аксиальная и азимутальная кристаллографическая ориентация, анизотропия, кратковременная и длительная прочность, трещина усталости

Введение и постановка задачи

Расчёт напряжённо-деформированного состояния при ресурсном проектировании литых монокристаллических охлаждаемых лопаток авиационных газотурбинных двигателей и промышленных газовых турбин основан на прочностных характеристиках материала детали. Значения этих характеристик в монокристаллах литейных высокожаропрочных никелевых сплавов с ГЦК-решёткой, которые применяются для изготовления монокристаллических лопаток методом направленной кристаллизации, существенно зависят от кристаллографической ориентации (КГО), вдоль которой приложена внешняя нагрузка (аксиальная КГО). Кроме того, на уровень прочностных и деформационных характеристик может оказывать влияние азимутальная КГО – т.е. направление, которое лежит в плоскости, перпендикулярной аксиальной КГО, и в которой происходит образование и развитие микро- и макротрещин или накапливается деформация.

В настоящей работе поставлена задача экспериментального исследования и анализа влияния акси-

альной КГО на характеристики упругости (модуль Юнга – E), кратковременной (КрП) и длительной прочности (ДП), а также влияния азимутальной КГО на ДП и скорость развития трещины усталости (СРТУ), полученных на монокристаллических образцах из никелевых жаропрочных сплавов в диапазоне температур 20 – 1100°C.

Материал, образцы и методика испытаний

Образцы для испытаний из сплава ЖС32-моно были изготовлены из монокристаллических отливок в виде цилиндрических заготовок или пластин (в литом состоянии), полученных методом направленной кристаллизации по технологии УВНК [1]. Монокристаллы литого сплава ЖС32-моно имеют дендритно-ячеистую структуру. Междендритное расстояние между осями дендритов первого порядка составляет ~400 мкм. Частицы упрочняющей γ' -фазы (Ni_3Al) в осях дендритов имеют относительно регулярную кубоидную форму по сравнению с более крупными выделениями неправильной морфологии в межосном пространстве. Такая морфологи-

* © Е.Р. Голубовский, И.Л. Светлов, К.К. Хвацкий. Экспериментальных исследований (проект 02-01-00257).

ческая и размерная неоднородность является следствием ликвации легирующих элементов в процессе направленной кристаллизации.

Монокристаллические образцы имели аксиальную КГО <001>, <011> или <111>; отклонение от этих ориентаций не превышало 10°. Образцы и методика испытаний удовлетворяли требованиям соответствующих стандартов [2, 3]. Для оценки влияния аксиальной КГО на модуль Юнга были использованы цилиндрические образцы с рабочей частью $l = 100$ мм, $d = 8$ мм; для испытаний на КрП (273, 1073, 1173, 1273К) и ДП (1173, 1273, 1373К) – цилиндрические образцы $l = 5d$ ($d = 5$ мм). Для оценки влияния азимутальной КГО использованы образцы с аксиальной КГО <001> и азимутальными КГО <001> и <011>: для испытаний на ДП (1273, 1373К) – плоские образцы с рабочей частью $20 \times 8 \times 1$ мм (аксиальная КГО параллельна стороне $l = 20$ мм, а азимутальная КГО параллельна стороне $l = 8$ мм); для оценки СРТУ (273К) – СТ-образцы из сплава ЖС6Ф – $45 \times 42 \times 2$ мм [4].

Результаты и обсуждение

В табл. 1 представлены средние значения (по результатам испытаний 3-х образцов) модуля Е и характеристик КрП в зависимости от аксиальной КГО и температуры.

Таблица 1
Модули упругости Е и характеристики КрП сплава ЖС32-моно

T, К	КГО <hkl>	E, ГПа	$\sigma_{0.2}$, МПа	σ_B , МПа	δ , %
293	<001>	112	1005	1315	9
	<011>	174	820	–	–
	<111>	272	1330	1650	11
1073	<001>	97	1045	1310	7
	<011>	161	815	–	–
	<111>	247	1145	1295	10
1173	<001>	82	865	1035	13
	<011>	144	795	–	–
	<111>	222	990	1025	17
1273	<001>	76	620	755	14,5
	<011>	121	535	–	–
	<111>	214	650	735	11

Как следует из табл. 1, значения Е (<111>) превышают модуль Е (<001>) более чем в два раза, а

модуль Е (<011>) занимает промежуточное положение.

Приведенные результаты свидетельствуют о кристаллографической анизотропии характеристик КрП в интервале рабочих температур. При этом максимальные значения предела текучести $\sigma_{0.2}$ имеют образцы с аксиальной КГО <111>, минимальные – <011>, а образцы с аксиальной КГО <001> имеют промежуточные значения. Наибольшие значения имеет предел прочности σ_B с КГО <111> при комнатной температуре, а при более высоких температурах (рис. 1, в) влияние аксиальной КГО не проявляется.

Характеристики длительной прочности для различных аксиальных КГО были получены с использованием уравнения [5]:

$$\tau_p = \xi T^m \sigma^{-n} \exp\left(\frac{U_0 - \gamma \sigma}{RT}\right), \quad (1)$$

где τ_p – время до разрушения, час; T – температура, К; σ – напряжение, МПа; $R = 8,31$ Дж/моль – универсальная газовая постоянная; ξ , m , n , U_0 и γ – коэффициенты, численные значения которых определяется по результатам испытаний на ДП [5].

Таблица 2
Коэффициенты уравнения (1)

T ₁ -T ₂ , К	Аксиальная КГО, <hkl>	m	n	lnξ	U ₀ *,	γ*
1173-1273	Цилиндрические образцы					
	<001>	2	4	-34,9	508,6	34,3
	<011>	0	0	-49,3	631,6	241,6
	<111>	2	5	-26,3	472,1	2,2
1273-1373	<001>	2	4	-31,6	476,0	45,7
	<011>	0	2	-33,6	560,9	163,8
	<111>	2	4	-32,5	486,1	33,9
	Плоские образцы. Аксиальная КГО <001> с азимутальной КГО <011>					
	<001>	2	3	-27,0	355,0	42,1

* U_0 – [кДж/моль], γ – [Дж/моль.МПа]

Для оценки влияния аксиальной КГО на уровень характеристик ДП использован параметр – коэффициент кристаллографической анизотропии ДП [6]:

$$K_{\tau}^{<hkl>} = \sigma_{\tau}^{<hkl>} / \sigma_{\tau}^{<001>}, \quad (2)$$

где $\sigma_{\tau}^{<hkl>}$, $\sigma_{\tau}^{<001>}$ – пределы длительной прочности для аксиальных КГО $<hkl>$ и $<001>$ соответственно.

В табл. 2 представлены численные значения коэффициентов уравнения (1), а на рис. 1 показаны кривые ДП, рассчитанные по уравнению (1) с этими значениями коэффициентов, и результаты испытаний цилиндрических образцов с различными аксиальными ориентациями.

Полученные данные свидетельствуют о том, что

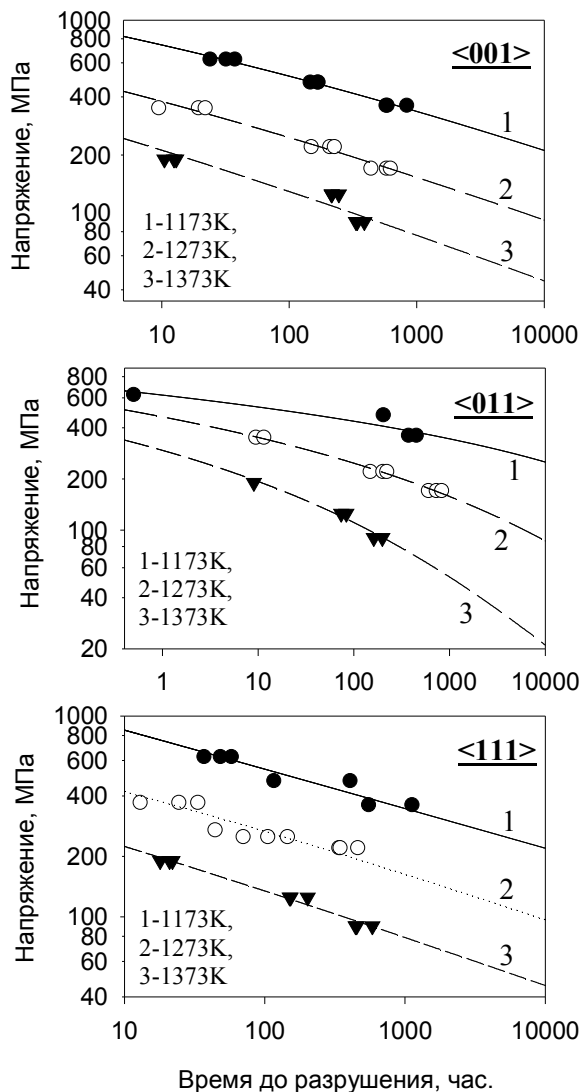


Рис. 1. Сплав ЖС32-моно. ДП в зависимости от аксиальной КГО в интервале температур 1173...1373K

в монокристаллических отливках из сплава ЖС32-моно имеет место значительная аксиальная кристал-

лографическая анизотропия характеристик ДП. Изменение этой анизотропии с долговечностью и температурой показан на графике изменения параметра $K_{\tau}^{<hkl>}$ (рис. 2).

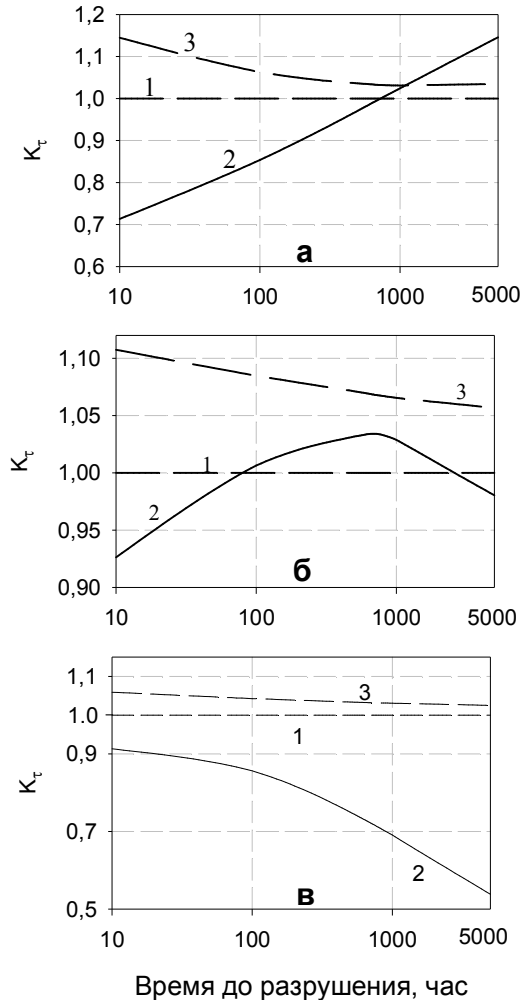


Рис. 2. Сплав ЖС32-моно. Зависимость коэффициента аксиальной анизотропии ДП от долговечности при температурах 1173 (а), 1273 (б) и 1373K (в) (1 - $K^{<001>}$, 2 - $K^{<011>}$, 3 - $K^{<111>}$)

Необходимо отметить, что характер изменения величины $K_{\tau}^{<hkl>}$ для сплава ЖС32-моно в исследованном диапазоне долговечностей является частью общих закономерностей, полученных для сплавов CMSX-4 и ЖС36-моно [7]. Эти закономерности обусловлены различными механизмами и темпом формирования и деградации «raft-структуры» частиц упрочняющей γ' -фазы [7, 8].

В табл. 2 представлены численные значения коэффициентов уравнения (1) для плоских образцов с аксиальной КГО $\langle 001 \rangle$ и с азимутальной КГО $\langle 011 \rangle$. С использованием этих значений по уравнению (1) рассчитаны кривые ДП плоских образцов с КГО $\langle 001 \rangle + \langle 011 \rangle$ (рис. 3).

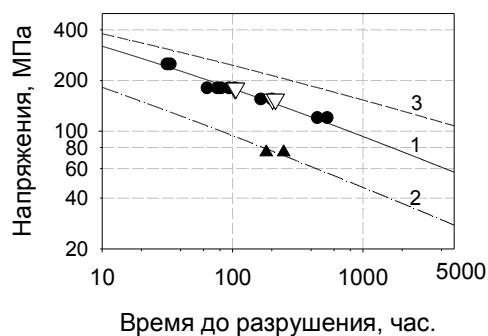


Рис. 3. ЖС32-моно. Кривые ДП.
1, 2 - плоские образцы с аксиальной ориентацией $\langle 001 \rangle$ и азимутальной ориентацией $\langle 011 \rangle$ (1-1273 К, 2-1373 К), тёмные точки – результаты испытаний.
3 - цилиндрические образцы с аксиальной ориентацией $\langle 001 \rangle$ (1273 К).

Светлые треугольники – результаты испытаний плоских образцов с аксиальной ориентацией $\langle 001 \rangle$ и азимутальной ориентацией $\langle 001 \rangle$

На рис. 3 показаны также результаты испытаний при температурах 1273 и 1373 К плоских образцов с КГО $\langle 001 \rangle + \langle 011 \rangle$ и плоских образцов с аксиальной КГО $\langle 001 \rangle$ и азимутальной КГО $\langle 011 \rangle$ (КГО $\langle 001 \rangle + \langle 011 \rangle$). Для сравнения на рис. 3 показана кривая ДП для цилиндрических образцов с аксиальной КГО $\langle 001 \rangle$. Из результатов, представленных на рис. 3, можно сделать вывод о том, что азимутальная ориентация не оказывает влияния на ДП в интервале температур 1273 – 1373 К. Кроме этого, необходимо отметить, что на ДП в этом интервале температур значительное влияние оказывает масштабный фактор (отношение поверхности к единице объёма рабочей части образца) – ДП плоских образцов снижается на 25 – 40% (в зависимости от долговечности) по сравнению с ДП цилиндрических образцов.

Экспериментальные данные ($T = 273$ К), полученные при оценке СРТУ (малоцикловое нагруже-

ние – отнулевой цикл) на СТ-образцах в зависимости от аксиальной КГО показало [9], что наименьшие значения скорости развития трещины dl/dN имеют образцы с аксиальной ориентацией $\langle 111 \rangle$ и $\langle 011 \rangle$ до значений $\Delta K \sim 160 \text{ МПа} \sqrt{\text{м}}$, а при увеличении величины ΔK ($\Delta K > 160 \text{ МПа} \sqrt{\text{м}}$) скорости для ориентаций $\langle 111 \rangle$ и $\langle 001 \rangle$ сближаются.

Азимутальная КГО в отличие от ДП (рис. 4) оказывает заметное влияние на СРТУ.

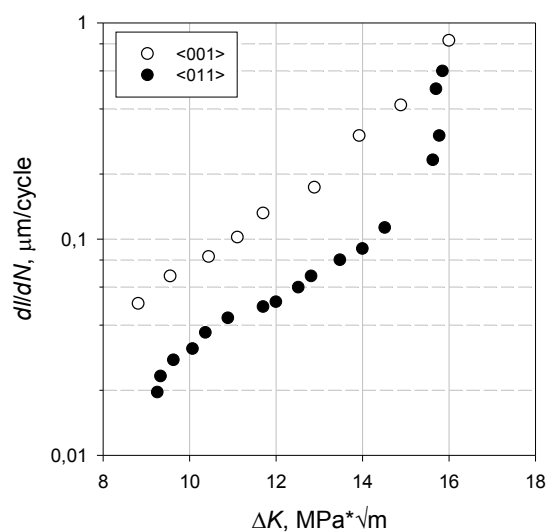


Рис. 4. Сплав ЖС6Ф-моно
Зависимость СРТУ от азимутальной КГО

Так при одинаковой продольной ориентации $\langle 001 \rangle$ изменение азимутальной ориентации с $\langle 011 \rangle$ на $\langle 001 \rangle$ приводит к существенному увеличению скорости роста трещины dl/dN .

Заключение

В результате анализа экспериментальных данных установлена значительная аксиальная кристаллографическая анизотропия характеристик упругости, КрП и ДП монокристаллов сплава ЖС32-моно. Необходимо отметить, что уровень, характер и закономерности изменения этой анизотропии не являются величинами постоянными, а изменяются с температурой и долговечностью.

Установлено, что в диапазоне температур 1273 – 1373 К на уровень ДП монокристаллов сплава

ЖС32-моно оказывает значимое влияние масштабный фактор.

Показано, что в диапазоне температур 1273 – 1373 К азимутальная кристаллографическая ориентация не оказывает влияния на ДП монокристаллов сплава ЖС32-моно с аксиальной ориентацией $\langle 001 \rangle$. Однако, при этом следует отметить, азимутальная кристаллографическая ориентация значимо влияет на характеристики циклической трещиностойкости (СРТУ) сплава ЖС6Ф.

Представляется необходимым проведение изучения влияния азимутальной кристаллографической ориентации на циклические характеристики (малоцикловую и многоцикловую усталость, термическую усталость и скорость развития трещины усталости) монокристаллов сплавов семейства ЖС, которые используются для применения в современных и перспективных авиационных ГТД.

Литература

1. Шалин Р.Е., Светлов И.Л., Качанов Е.Б. и др. Монокристаллы никелевых жаропрочных сплавов. – М.: Машиностроение, 1997. – 336 с.
2. ГОСТ Р 1497 «Металлы. Метод испытаний на растяжение», ГОСТ Р 9651 «Металлы. Метод испытаний на растяжение при повышенных температурах».
3. ГОСТ Р 10145 «Металлы. Метод испытаний на длительную прочность».
4. Дроздовский Б.А., Епишин А.И., Светлов И.Л. и др. Исследование циклической трещиностойкости монокристаллических образцов никелевого сплава // Проблемы разрушения металлов и фрактография. – М.: ДНТП «Знание», 1989. – С. 43 – 50.
5. Каблов Е.Н., Голубовский Е.Р. Жаропрочность никелевых сплавов. – М.: Машиностроение, 1998. – 464 с.
6. Голубовский Е.Р., Толораия В.Н., Хвацкий К.К., Светлов И.Л. и др. // К вопросу о влиянии кристаллографической ориентации на длительную прочность и ползучесть никелевого сплава. Сообщение 1 // Проблемы прочности. – 1987. – № 9. – С. 11 – 17.
7. Голубовский Е.Р. Светлов И.Л. Температурно-временная зависимость анизотропии длительной прочности монокристаллов никелевых жаропрочных сплавов // Проблемы прочности. – 2002. – № 2. – С. 5 – 19.
8. Epishin A., Kablov E., Golubovskiy E., Svetlov I., Link T., Brückner U., Portella P. Rupture life time prediction and deformation mechanisms during creep of single-crystal nickel-base superalloys // Creep in Structures. Proc. of the IUTAM Symposium held in Nagoya, Japan, 3 – 7 April 2000. – Kluwer academic publishers: Dordrecht/Boston/London. – 2000. – P. 231 – 240.
9. Голубовский Е.Р., Епишин А.И., Светлов И.Л. Анизотропия характеристик статической и циклической прочности монокристаллов литого никелевого жаропрочного сплава // Вестник двигателестроения. – 2004. – № 2. – С. 143 – 147.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.М. Мамонов, Российский государственный технический университет «МАТИ им. К.Э. Циолковского», Москва.

УДК 629.7.036:539.4

Р.П. ПРИДОРОЖНЫЙ, А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ*ГП ЗМКБ “Прогресс” им. А.Г. Ивченко, Украина***ОСОБЕННОСТИ ВЛИЯНИЯ КРИСТАЛЛОГРАФИЧЕСКОЙ ОРИЕНТАЦИИ НА
УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИХ
РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН**

В работе с помощью расчетных и экспериментальных методов проведено исследование усталостной прочности монокристаллических рабочих лопаток турбин. Показано влияние аксиальной и азимутальной кристаллографической ориентации на сопротивление усталости лопаток.

монокристаллическая лопатка, предел выносливости, кристаллографическая ориентация, конечно-элементная модель, напряженно-деформированное состояние, система скольжения, приведенное касательное напряжение, коэффициент пересчета

Введение

Широкое применение монокристаллических жаропрочных никелевых сплавов требует создания новых и корректировки старых подходов к оценке надежности и ресурса двигателя. В свою очередь, надежность и ресурс двигателя определяется работоспособностью его наиболее нагруженных элементов, одними из которых являются монокристаллические рабочие лопатки турбины. Применение новых методов к оценке надежности и ресурса монокристаллических лопаток турбин позволяет существенно сократить временные и материальные затраты.

Формулирование проблемы

Конструирование лопаток турбин, имеющее целью устранить усталостное разрушение, является более сложным, чем конструирование, ограниченное лишь представлениями о статической прочности, так как оно требует кроме учета концентрации напряжений, учета многих других факторов, влияющих на усталостную прочность, таких как нагружение с нестационарной амплитудой и сочетание статических и динамических нагрузок.

Поскольку экспериментальный анализ усталостной прочности лопаток турбины зачастую требует значительных затрат времени и средств, то для

оценки усталостной прочности лопаток с равноосной структурой было целесообразно основываться на усталостных испытаниях лопаток, при которых можно обнаружить наиболее напряженные зоны и в тоже время оценить роль дополнительных факторов, таких как дефекты изготовления, остаточные напряжения и фреттинг [1]. Однако такой подход, в случае применения монокристаллических лопаток с заданной кристаллографической ориентацией, требует испытания партии лопаток именно заданной ориентации. Тогда как определение предела выносливости лопаток с другой ориентацией вновь требует партии лопаток и т. д. Таким образом, разработка новых методов и подходов по оценке усталостной прочности монокристаллических лопаток, обладающих анизотропией механических и прочностных характеристик, имеет неоспоримое значение.

Методы решения

Усталостные испытания проводятся при резонансных колебаниях по основному тону симметричным циклом нагружения. Современные методы проектирования и расчета позволяют смоделировать различные виды нагружения и достаточно точно определить напряженно-деформированное состояние детали. Моделируя усталостные испытания с по-

мощью трехмерных конечно-элементных моделей лопаток, можно получить распределение динамических напряжений в виде относительных величин. Используя экспериментальные данные, полученные при усталостных испытаниях, и исследования лопаток на вибростенде, можно получить динамические напряжения в любой точке лопатки, используя относительное распределение как масштабный множитель.

Подобно большинству физико-механических характеристик, сопротивление усталости монокристаллов зависит от их кристаллографической ориентации.

Фрактографические исследования поверхностей изломов монокристаллов свидетельствует о том, что распределение трещин при многоциклового усталости происходит по сдвиговому механизму по плоскостям октаэдра $\{111\}$ в направлении $\langle 011 \rangle$, что совпадает с обычной системой скольжения в монокристалле. Поэтому в качестве критерия усталостной прочности монокристалла необходимо использовать критическое напряжение сдвига по плоскости скольжения, приведенное к направлению скольжения, которое по закону Боаса-Шмида является постоянной величиной для сплава и его структурного состояния и не зависит от ориентации монокристалла [2]:

$$\tau_{прив} = \sum_i \sum_j \sigma_{ij} F_{ij}, \quad (1)$$

где σ_{ij} – компонента тензора напряжений; F_{ij} – фактор Шмида, соответствующий данной компоненте тензора напряжений и системе скольжения.

Следовательно, для каждой ориентации будет действовать та система скольжения, для которой окажется максимальным фактор Шмида. Установлено, что скольжение в монокристалле в данном диапазоне температур может осуществляться в 12 октаэдрических системах [3].

Кроме того, в настоящей работе рассмотрена возможность применения в качестве критерия уста-

лостной прочности монокристалла – максимального касательного напряжения:

$$\tau = 0,5 \cdot (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}), \quad (2)$$

где $\sigma_{\max}$ – наибольшее главное напряжение; $\sigma_{\min}$ – наименьшее главное напряжение.

Решение проблемы

В данной работе с помощью метода конечных элементов и трехмерных моделей неохлаждаемой лопатки турбины низкого давления и охлаждаемой лопатки турбины высокого давления показана возможность оценки усталостной прочности по первой изгибной форме колебаний монокристаллической лопатки турбины с заданной кристаллографической ориентацией.

Режим испытания на усталость каждой лопатки задается и контролируется по показаниям основного тензорезистора на спинке прикорневого сечения и пересчитывается на место действия максимальных напряжений, тем самым определяя предел выносливости лопаток. Выполняемые расчеты позволяют определить изменение значения этого коэффициента пересчета в зависимости от кристаллографической ориентации лопатки. Коэффициент пересчета определялся как отношение величины максимального приведенного касательного напряжения в месте действия максимальных напряжений к величине максимального приведенного касательного напряжения на спинке прикорневого сечения в зависимости от кристаллографической ориентации лопатки с точки зрения механизма зарождения трещины в монокристалле. Кроме того, определялся коэффициент пересчета по максимальным касательным напряжениям.

Результаты расчетных исследований и усталостных испытаний неохлаждаемой лопатки показывают, что критическими зонами, с точки зрения усталостной прочности, являются входная кромка и спинка прикорневого сечения при колебаниях лопатки по первой изгибной форме.

На рис. 1 показано изменение коэффициента пересчета по максимальным приведенным касательным напряжениям в зависимости от азимутальной ориентации, когда ось лопатки совпадает с кристаллографическим направлением $\langle 001 \rangle$. Изменение величины коэффициента пересчета не превышает 7%, что говорит о небольшом влиянии изменения модуля упругости в поперечном направлении на предел выносливости лопатки. На этом же рисунке представлено изменение коэффициента пересчета по максимальным касательным напряжениям.

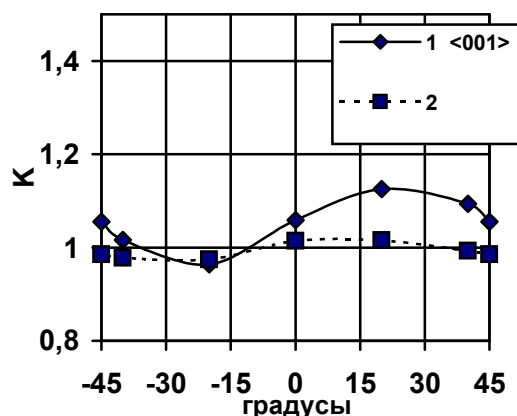


Рис. 1. Изменение величины коэффициента пересчета в зависимости от азимутальной ориентации неохлаждаемой лопатки:

- 1 – коэффициент пересчета по максимальным приведенным касательным напряжениям;
- 2 – коэффициент пересчета по максимальным касательным напряжениям

Расхождение между коэффициентом пересчета по максимальным приведенным касательным напряжениям и коэффициентом пересчета по максимальным касательным напряжениям составляет не более 10%.

На рис. 2 представлено изменение коэффициента пересчета в случае отклонения продольной оси лопатки от направления $\langle 001 \rangle$ к направлениям $\langle 011 \rangle$ и $\langle 111 \rangle$ вдоль границ стереографического треугольника $\langle 001 \rangle$ - $\langle 011 \rangle$ и $\langle 001 \rangle$ - $\langle 111 \rangle$ соответственно. Расчеты показывают, что по мере отклонения от направления $\langle 001 \rangle$ происходит рост величины

коэффициента пересчета по максимальным приведенным касательным напряжениям до 16%, а потом падение на 9 – 24% при отклонении к направлениям $\langle 011 \rangle$ и $\langle 111 \rangle$ соответственно. Расхождение между коэффициентом пересчета по максимальным приведенным касательным напряжениям и коэффициентом пересчета по максимальным касательным напряжениям составляет не более 9 %.

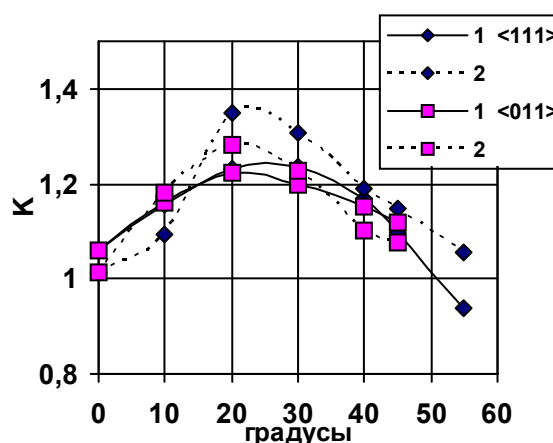


Рис. 2. Изменение величины коэффициента пересчета в зависимости от аксиальной ориентации неохлаждаемой лопатки

Картина изменения коэффициента пересчета по максимальным касательным напряжениям качественно совпадает с картиной изменения коэффициента пересчета по максимальным приведенным касательным напряжениям. Это позволяет использовать коэффициент пересчета по максимальным касательным напряжениям для предварительной оценки усталостной прочности монокристаллической неохлаждаемой лопатки турбины на этапе проектирования.

Из-за сложной формы профиля пера, наличия большого числа дополнительных связей и конструктивных концентраторов напряжений оценка усталостной прочности монокристаллической охлаждаемой лопатки турбины намного сложнее, чем неохлаждаемой. Применение интенсификаторов охлаждения в большинстве случаев приводит к снижению их усталостной прочности.

Усталостные испытания и расчетные исследования показывают, что зоны разрушения охлаждаемой рабочей лопатки турбины могут находиться как на внешнем контуре лопатки, так и на внутренней поверхности стенок лопатки.

На рис. 3 показано изменение коэффициента пересчета по максимальным приведенным касательным напряжениям в зависимости от азимутальной ориентации, когда ось лопатки совпадает с кристаллографическим направлением $\langle 001 \rangle$.

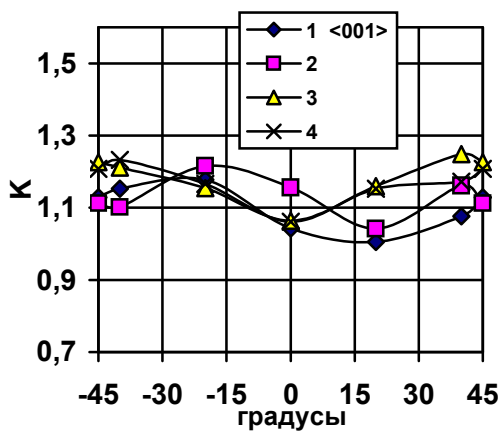


Рис. 3. Изменение величины коэффициента пересчета по максимальным приведенным касательным напряжениям в зависимости от азимутальной ориентации охлаждаемой лопатки:

- 1 – входная кромка прикорневого сечения;
- 2 – ребра во внутреннем канале со стороны входной кромки прикорневого сечения;
- 3 – щелевое отверстие на выходной кромке прикорневого сечения;
- 4 – перегородки между щелевыми отверстиями во внутреннем канале.

Из рисунка видно, что при определенной кристаллографической ориентации вероятность зарождения трещины в той или иной зоне различна. В то же время изменение величины коэффициента пересчета в каждой конкретной зоне не превышает 10%, а в общем случае 4%, что говорит о небольшом влиянии изменения азимутальной ориентации на предел выносливости охлаждаемой лопатки.

На рис. 4, 5 представлено изменение коэффициентов пересчета в случае отклонения продольной оси лопатки от направления $\langle 001 \rangle$ к направлениям

$\langle 011 \rangle$ и $\langle 111 \rangle$ вдоль границ стереографического треугольника $\langle 001 \rangle$ - $\langle 011 \rangle$ и $\langle 001 \rangle$ - $\langle 111 \rangle$ соответственно. Результаты расчетов демонстрируют существенное влияние аксиальной ориентации на изменение величины коэффициента пересчета (во внутреннем канале со стороны входной кромки изменение достигает 70%), при этом характер изменения в каждой конкретной зоне различен.

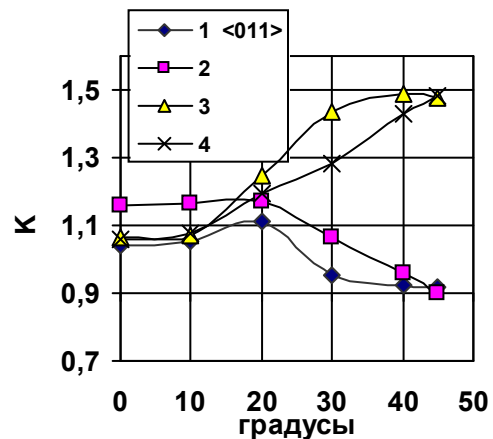


Рис. 4. Изменение величины коэффициента пересчета по максимальным приведенным касательным напряжениям в случае отклонения продольной оси охлаждаемой лопатки от направления $\langle 001 \rangle$ к направлению $\langle 011 \rangle$

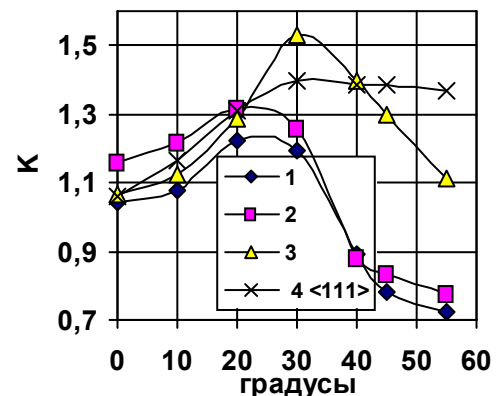


Рис. 5. Изменение величины коэффициента пересчета по максимальным приведенным касательным напряжениям в случае отклонения продольной оси охлаждаемой лопатки от направления $\langle 001 \rangle$ к направлению $\langle 111 \rangle$

Следует отметить, что в отличие от неохлаждаемой лопатки, где независимо от кристаллографи-

ческой ориентации вероятность разрушения по входной кромке выше, чем в остальных зонах лопатки, в охлаждаемой лопатке вероятность разрушения в той или иной зоне лопатки зависит от кристаллографической ориентации.

Распределение коэффициента пересчета по максимальным касательным напряжениям при отклонении продольной оси лопатки от направления $\langle 001 \rangle$ к направлению $\langle 111 \rangle$ показывает отсутствие не только количественного, но и качественного совпадения (рис. 6).

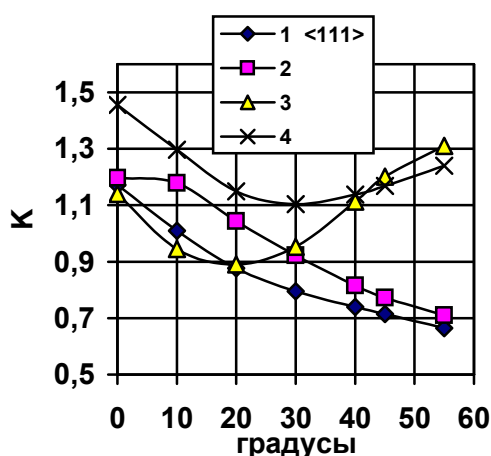


Рис. 6. Изменение величины коэффициента пересчета по максимальным касательным напряжениям в случае отклонения продольной оси лопатки от направления $\langle 001 \rangle$ к направлению $\langle 111 \rangle$

Это говорит о недопустимости использования коэффициента пересчета по максимальным касательным напряжениям для оценки усталостной прочности монокристаллической охлаждаемой лопатки турбины.

Выводы

1. Усталостная прочность монокристаллической лопатки в значительной мере зависит от акси-

альной ориентации лопатки и в меньшей степени от азимутальной.

2. Расчетный метод оценки предела выносливости монокристаллических лопаток позволяет определить вероятные зоны разрушения и изменение величины предела выносливости в зависимости от кристаллографической ориентации.

3. Установлена возможность применения коэффициента пересчета по максимальным касательным напряжениям для предварительной оценки предела выносливости неохлаждаемой лопатки турбины.

4. Применение расчетных методов позволяет значительно уменьшить число испытываемых лопаток при оценке усталостной прочности и позволяет существенно сократить материальные затраты и время испытаний.

Литература

1. Петухов А.Н. Сопротивление усталости деталей газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1993. – 240 с.
2. Монокристаллы никелевых жаропрочных сплавов / Р.Е. Шалин, И.Л. Светлов, Е.Б. Качанов и др. – М.: Машиностроение, 1997. – 336 с.
3. Голубовский Е.Р., Светлов И.Л. Температурно-временная зависимость анизотропии характеристик длительной прочности монокристаллов никелевых жаропрочных сплавов // Проблемы прочности. – 2002. – №2. – С. 5 – 19.

Поступила в редакцию 29.04.2005

Рецензент: д-р техн. наук, доцент А.В. Олейник, Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», Харьков.

УДК 55.09.33

А.А. ЖУКОВ, О.А. СМИРНОВА

*Рыбинская государственная авиационная технологическая академия
им. П.А. Соловьева, Россия*

ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ПРИГОДНОСТИ ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ ДЛЯ ГТД И ГТУ

Предложены обобщенные характеристики химического состава: алюминиевый и хромовый эквиваленты; выявлены структурные превращения в процессе эксплуатации и условия формирования σ -фазы. Разработана программа оценки склонности сплавов к образованию σ -фазы; даны рекомендации по рациональному использованию никелевых сплавов в зависимости от условий эксплуатации и предъявляемых требований по жаропрочности и коррозионной стойкости.

тепловая структурная стабильность, жаропрочность, коррозионная стойкость, алюминиевый и хромовый эквиваленты, метод ФАКОМП, пригодность, корреляционно-регрессионный анализ

Введение

Эксплуатационная надежность газотурбинных двигателей определяется соблюдением и выполнением установленных режимов эксплуатации, а также сохранением стабильности структуры и свойств материала за время всего срока службы. Постоянное увеличение температуры газов и действующих напряжений требует повышения физико-механических и эксплуатационных свойств материалов и сохранения их в течение всего ресурса эксплуатации. Эти свойства в значительной степени определяются тепловой структурной стабильностью, жаропрочностью, коррозионной стойкостью. Поэтому исследование взаимосвязи химического состава с указанными свойствами является актуальной задачей и особенно для вновь разрабатываемых (новых) сплавов с учетом специфики их применения.

Формулирование проблемы

Для рационального использования никелевых сплавов в ГТД и ГТУ необходим экспериментально-теоретический подход по комплексной оценке пригодности данных материалов с учетом условий эксплуатации.

Общие соотношения. В настоящее время отсутствуют однозначные, обоснованные рекомендации по использованию никелевых жаропрочных сплавов для ГТД различного назначения. При этом анализируется влияние отдельных элементов сплава без учета их взаимодействия, т.е. отсутствует системный подход к решению проблемы оптимизации химического состава, структуры и свойств жаропрочных сплавов. Таким образом, изучение всех видов фазовых превращений в жаропрочных сплавах: распад γ' -фазы, карбидные реакции, образование σ -фазы и сверхструктуры типа Ni_2Cr , позволяют более качественно определить пригодность сплава для различных условий эксплуатации.

Решение проблемы

В настоящее время на ОАО "НПО "Сатурн" с участием авторов разрабатывается комплексная программа по оценке эксплуатационных свойств никелевых сплавов.

С помощью этой программы можно рассчитать температуру полного растворения γ' -фазы, оценить тепловую структурную стабильность, жаропрочность, коррозионную стойкость, степень склонности

к образованию σ -фазы, степень склонности сплавов к упорядочению. Также планируется включить в эту программу оценку термодинамических свойств сплавов и некоторых других характеристик.

1. Оценка тепловой структурной стабильности жаропрочных никелевых сплавов на основе анализа критериев двойных диаграмм состояния.

Для экспериментально-теоретических исследований эксплуатационной пригодности сплавов сформирована рабочая выборка, состоящая из 22 отечественных и зарубежных литейных никелевых сплавов следующих марок: ВЖЛ12У, ВЖЛ14, ЖС6К, ЖС6У, ЖС16, ЖС26, ЖС28, ЖС6Ф, ЖС30, ВЖЛ8, ВЖЛ36Л2, ЦНК-7П, ЧС88У, Udimet-500, Udimet-700, IN100, IN713LC, IN738LC, MAR-M247, MAR-M200, Rene №4, PWA1480.

Учитывая, что жаропрочность сплавов в значительной степени определяется тепловой структурной стабильностью, которую многие авторы [1, 2] предлагают оценивать по температуре полного растворения (Тп.р.) γ' -фазы, разработка физически обоснованной методики расчета значения (Тп.р.) γ' -фазы в зависимости от химического состава сплава является **актуальной задачей**.

В работе [3] нами впервые были использованы обобщенные характеристики (критерии) диаграмм состояния “Ni – легирующий элемент (ЛЭ)”: алюминиевый и хромовый эквиваленты – $[Al]_{экв}$ и $[Cr]_{экв}$ соответственно.

Проанализировав данные критерии, получено, что у сплавов с высоким $[Al]_{экв}$ и низким $[Cr]_{экв}$ самая высокая Тп.р. γ' -фазы, и, следовательно, эти сплавы обладают наибольшей жаропрочностью, т.е. тепловой структурной стабильностью; и, наоборот, у сплавов с высоким $[Cr]_{экв}$ и низким $[Al]_{экв}$ – низкая Тп.р. γ' -фазы, и эти сплавы обладают меньшей тепловой структурной стабильностью, но более высокой коррозионной стойкостью.

Таким образом, рабочую выборку, состоящую из 22 литейных никелевых сплавов, можно условно разделить на две группы (рис. 1):

- сплавы повышенной жаропрочности, для которых $[Al]_{экв} > 14$; $[Cr]_{экв} < 30,5$;
- сплавы повышенной коррозионной стойкости, для которых $[Al]_{экв} < 14$; $[Cr]_{экв} > 30,5$.

Исходя из этого, можно предположить, что $[Al]_{экв}$ характеризует жаропрочность сплавов (тепловую структурную стабильность), а $[Cr]_{экв}$ – коррозионную стойкость сплавов.

2. Оценка коррозионной стойкости литейных никелевых сплавов.

Для более точной оценки коррозионной стойкости воспользуемся параметром, характеризующим сопротивление коррозии, предложенным В.В. Ртищевым [4]:

$$[П]_{кс} = \frac{[Cr]^{1/2}[Ti]}{[Al]}, \quad (1)$$

где $[Cr]$, $[Ti]$, $[Al]$ – содержание Cr, Ti и Al в сплаве (в % по массе) соответственно.

Показатель коррозионной стойкости рассчитан для всех 22 исследуемых сплавов.

Анализируя полученные значения, можно сказать, что условное деление рабочей выборки на две группы справедливо, так как у сплавов повышенной коррозионной стойкости наблюдается более высокий $[П]_{кс}$, чем у сплавов повышенной жаропрочности.

На рис. 2 представлена диаграмма состояния литейных никелевых сплавов в координатах $[Al]_{экв}$ – $[П]_{кс}$, на которой видно, что сплавы, имеющие высокий $[Al]_{экв} > 14$ и низкий $[П]_{кс} < 2,8$ принадлежат к группе сплавов повышенной жаропрочности; и, наоборот, сплавы, имеющие высокий $[П]_{кс} > 2,8$ и низкий $[Al]_{экв} < 14$ относятся к группе сплавов повышенной коррозионной стойкости. Таким образом, с помощью $[Al]_{экв}$ и $[П]_{кс}$ можно более точно классифицировать литейные никелевые сплавы на две группы: жаропрочные и коррозионностойкие.

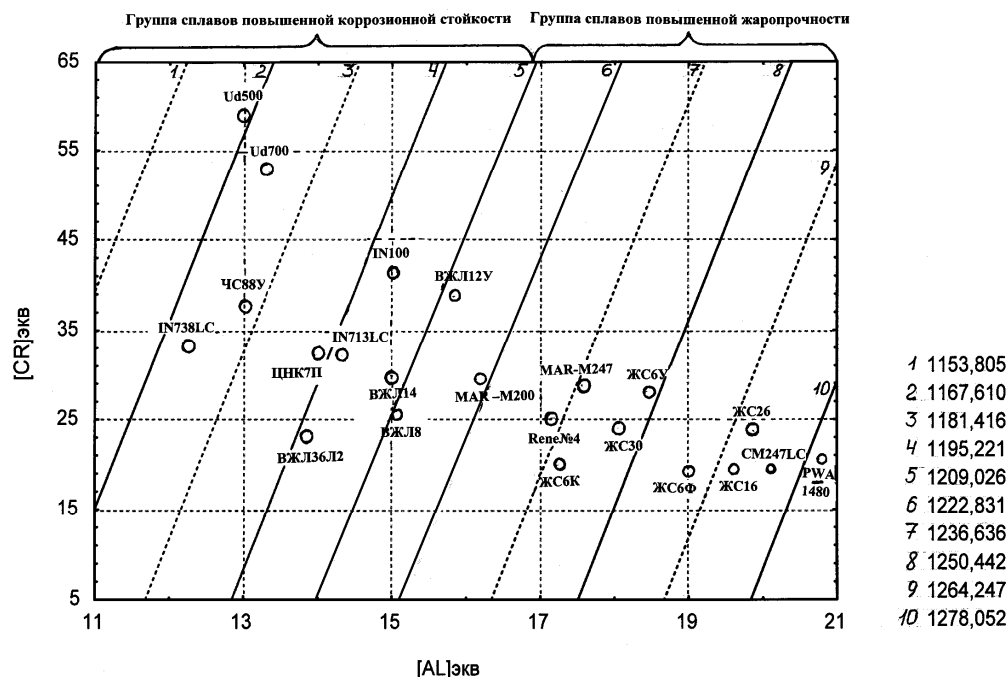


Рис. 1. Диаграмма [Al]экв – [Cr]экв для литейных никелевых сплавов

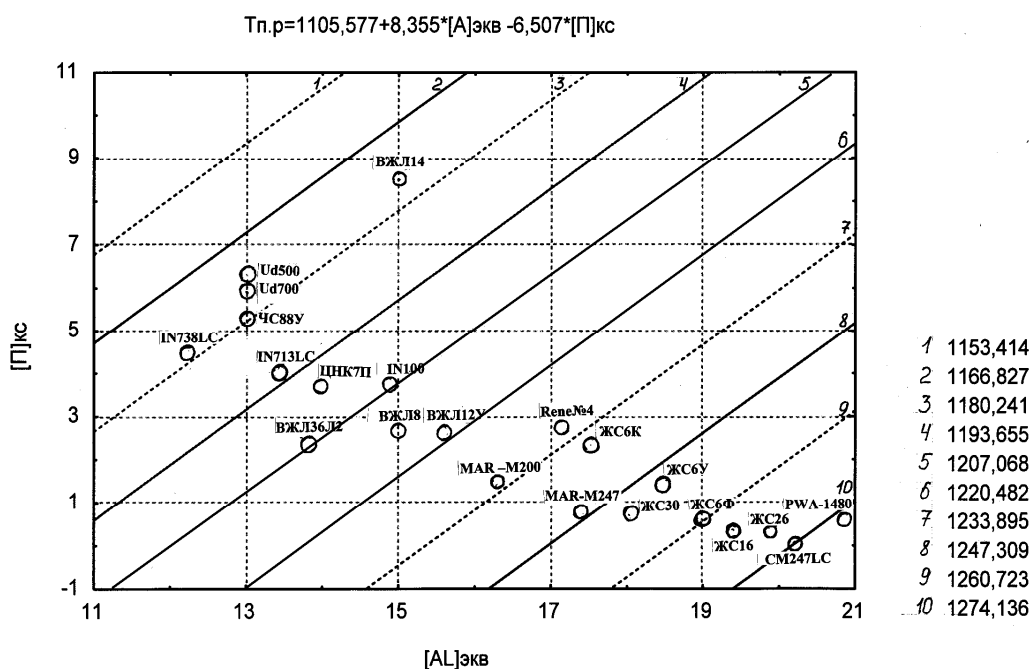


Рис. 2. Диаграмма [Al]экв – [П]кС для литейных никелевых сплавов

3. Расчет тепловой структурной стабильности сплавов по методу ФАКОМП. Одной из наиболее опасных причин снижения эксплуатационных свойств жаропрочных сплавов является образование σ -фазы. Наиболее интенсивно σ -фаза образуется при температурах 800 – 950 °С, т.е. это наиболее опасный интервал температур при эксплуатации.

Для оценки склонности сплавов к образованию σ -фазы использовали известный метод ФАКОМП [1].

Для выполнения расчетов разработана программа на языке “Паскаль” по рекомендациям [1]. Блок-схема алгоритма расчета по методу ФАКОМП представлена на рис. 3.

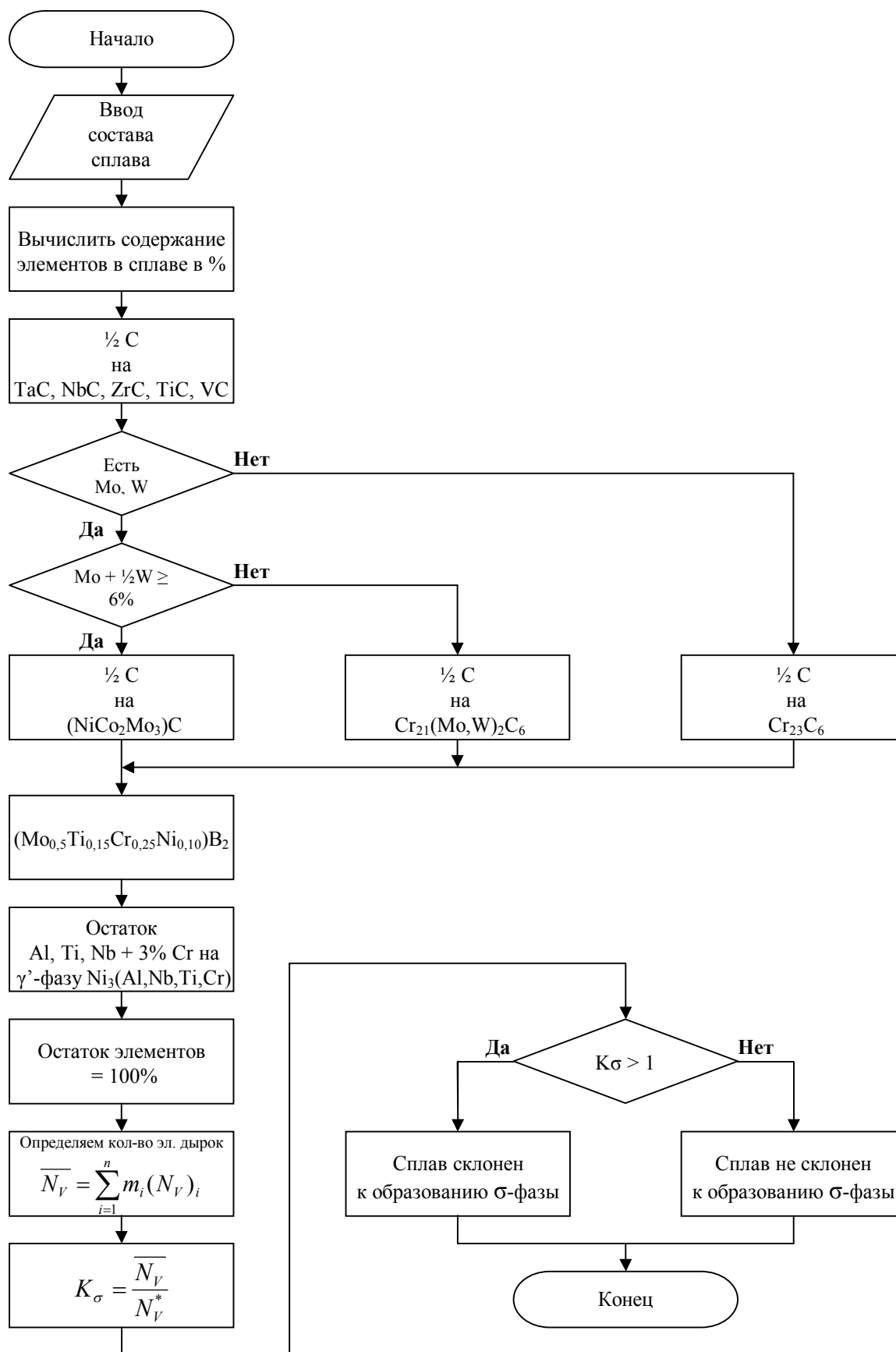


Рис. 3. Блок-схема алгоритма расчета по методу ФАКОМП

В качестве предельно-допустимого значения было принято $N^*_{эд} = 2,5$. При условии, если $N_{эд} > N^*_{эд} = 2,5$, сплав склонен к образованию σ -фазы и его работоспособность в процессе эксплуатации снижается.

Был проведен анализ рабочей выборки. Расчет количества электронных дырок в γ -твердом растворе $N_{эд}$ проводили для максимального, минимального и среднего химического состава каждого сплава в соответствии с ТУ.

Проанализировав полученные данные можно сказать, что у сплавов с химическим составом на максимально-допустимых концентрациях, самая высокая степень склонности к образованию σ -фазы. Поэтому для обеспечения структурной стабильности необходимо, чтобы сплав имел оптимальный химический состав.

В результате обработки данных нами предложено соотношение $\Sigma(\text{Cr, Co, Mo, W})/\Sigma(\text{Al, Ti, Nb})$ для оценки степени склонности сплава к образованию σ -фазы. Это соотношение составлено с учетом того, что Cr, W, Co и Mo входят в состав σ -фазы и при определенном стехиометрическом соотношении способствуют ее образованию. Кроме того, эти элементы переходят в γ -твердый раствор в результате карбидных превращений и распада неустойчивых карбидов Cr_{23}C_6 , Mo_6C , WC , Co_2C .

Таким образом, для группы сплавов повышенной жаропрочности отношение

$$\frac{\Sigma(\text{Cr, Co, Mo, W})}{\Sigma(\text{Al, Ti, Nb})} < 1,6,$$

при этом условии σ -фаза не должна образоваться для данной группы сплавов.

Если же $\Sigma(\text{Cr, Co, Mo, W})/\Sigma(\text{Al, Ti, Nb}) > 1,6$, то сплавы склонны к образованию σ -фазы.

Для группы сплавов повышенной коррозионной стойкости отношение

$$\frac{\Sigma(\text{Cr, Co, Mo, W})}{\Sigma(\text{Al, Ti, Nb})} < 2,77,$$

при этом условии σ -фаза не должна образоваться для данной группы сплавов.

Если же $\Sigma(\text{Cr, Co, Mo, W})/\Sigma(\text{Al, Ti, Nb}) > 2,77$, то сплавы склонны к образованию σ -фазы.

Используя данные соотношения, можно достаточно быстро, по результатам химического анализа оценить склонность сплава к образованию σ -фазы, т.е. дать качественную оценку его эксплуатационной надежности в дополнении к методу ФАКОМП.

4. Термодинамическая оценка тепловой структурной стабильности сплавов. Термодинамика и кинетика процессов взаимодействия карбидов с γ -матрицей сплава позволяет определить оптимальную морфологию, структуру и состав карбидов, а, следовательно, и механические свойства жаропрочных сплавов. В литейных сплавах типа ЖС образуются следующие типы карбидов: MeC (TaC , TiC , NbC , ZrC , WC), Me_2C (Mo_2C , Co_2C), Me_6C и Cr_{23}C_6 . Указанные карбиды имеют различное морфологическое строение и физико-механические свойства, следовательно, они оказывают неодинаковое влияние на механические свойства сплавов.

В работах [1, 5] приводятся различные температуры карбидных превращений, что объясняется влиянием химического состава и степенью метастабильности структуры сплава. Поэтому представляет интерес провести термодинамический расчет сравнительной устойчивости карбидов с целью предварительной оценки возможности структурных превращений, происходящих в сплаве в процессе эксплуатации в условиях повышенных температур.

Расчет изменения свободной энергии ΔG проводили с учетом того, что продукты распада карбидов – металл и углерод находились не в чистом виде, а в

растворе никеля, такое состояние элементов обозначим как [Me], [C]. Это позволяет получить более достоверную оценку процессов взаимодействия карбидов с γ -матрицей сплава.

Реакции разложения карбидов в γ -матрице и соответствующие выражения для расчета изменения свободной энергии ΔG , Дж имеют вид:

$$\begin{aligned} \text{TaC} &= [\text{Ta}] + [\text{C}]; \\ \Delta G1 &= 80179 - 79,3T; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \text{TiC} &= [\text{Ti}] + [\text{C}]; \\ \Delta G2 &= 75267 - 83,5T; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{NbC} &= [\text{Nb}] + [\text{C}]; \\ \Delta G3 &= 45000 - 90,5T; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \text{VC} &= [\text{V}] + [\text{C}]; \\ \Delta G4 &= 39374 - 91,7T; \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \text{WC} &= [\text{W}] + [\text{C}]; \\ \Delta G5 &= 20034 - 105,9T; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \text{Co}_2\text{C} &= 2[\text{Co}] + [\text{C}]; \\ \Delta G6 &= 4536 - 137,5T; \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \text{Mo}_2\text{C} &= 2[\text{Mo}] + [\text{C}]; \\ \Delta G7 &= 34005 - 188T; \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} 1/6 \text{Cr}_{23}\text{C}_6 &= 23/6[\text{Cr}] + [\text{C}]; \\ \Delta G8 &= 100070 - 215T. \end{aligned} \quad (9)$$

Анализ температурных зависимостей ΔG показывает, что наиболее термодинамически устойчивыми карбидами в никелевых сплавах являются карбиды типа MeC. Из них наиболее устойчивым является TaC, а наименее устойчивыми – Cr_{23}C_6 , Mo_2C , Co_2C .

Таким образом, такие элементы как хром, молибден, кобальт, переходя в твердый γ -раствор, могут способствовать формированию σ -фазы в соответствии с ее стехиометрическим составом $(\text{Cr}, \text{Mo}, \text{W})_x(\text{Ni}, \text{Co})_y$. Учитывая также, что решетка σ -фазы когерентна решетке карбида $\text{Cr}_{21}\text{Mo}_2\text{C}_6$ [1], можно

утверждать, что формирование σ -фазы на карбидах Me_{23}C_6 наиболее вероятно.

В результате проведенных термодинамических расчетов можно сделать следующие выводы. В процессе разложения карбидов хрома и молибдена (как менее термостабильных) γ -раствор обогащается хромом и молибденом.

Это создает благоприятные условия для образования пластин σ -фазы в γ -растворе на остатках карбида Me_{23}C_6 . Для уменьшения вероятности ее образования желательно иметь меньшее количество термодинамически неустойчивых карбидов хрома и молибдена. Этого, очевидно, можно достигнуть при минимальном содержании в сплаве хрома и молибдена.

Для предотвращения образования избыточной карбидной фазы Cr_{23}C_6 предложено [6] вводить в состав жаропрочных сплавов ниобий.

Установлено, что энергия активации растворения карбидов NbC почти в два раза выше, чем для карбидов Cr_{23}C_6 , что благоприятно влияет на повышение тепловой структурной стабильности сплава.

5. Оценка склонности сплавов к упорядочению. В ряде работ показано, что снижение эксплуатационных свойств в сплаве (понижение пластичности) обусловлено процессами упорядочения, т.е. образованием упорядоченной сверхструктуры типа Ni_2Cr . Механизм упорядочения рассмотрен в работах [7, 8]. При этом предложена оценка склонности сплава к упорядочению по соотношению:

$$Z = \frac{\text{Ni} + \text{Co}}{\text{Cr} + \text{W} + \text{Mo} + \text{Nb}} \text{ ат \%} \leq 3, \quad (10)$$

если $Z \geq 3$ (%ат), то сплав склонен к дальнейшему упорядочению.

Для расчета значений критерия Z использовались данные, полученные в результате ФАКОМП-анализа, где содержание элементов в атомных %

соответствует составу итогового аустенита (γ -матрицы) после выделения из него γ_9 -фазы.

Из анализа полученных данных можно сделать вывод, что все сплавы в разной степени склонны к упорядочению, что объясняется присутствием хрома.

В процессе эксплуатации происходят карбидные реакции, что приводит к обогащению γ -твердого раствора такими элементами, как Cr, Mo, W. Это создает благоприятные условия для образования пластин σ -фазы или сверхструктуры типа Ni_2Cr .

Можно предположить, что сначала образуется сверхструктура Ni_2Cr , так как в первую очередь идет распад карбидов хрома, а в процессе дальнейшей эксплуатации происходит обогащение γ -матрицы Mo, W, Co, которым выгодно уйти из раствора, что увеличивает вероятность появления σ -фазы, для которой центром образования может служить сверхструктура типа Ni_2Cr .

Заключение

Таким образом, в работе показана принципиальная возможность создания комплексной оценки эксплуатационной пригодности жаропрочных никелевых сплавов с учетом специфики их применения.

Результаты работы могут быть рекомендованы для использования в лабораториях контроля качества и надежности продукции и проектных организациях по выпуску ГТД различного назначения.

В настоящее время в Отделе Главного Metallурга Опытного Завода ОАО НПО «Сатурн» принята к опробованию методика комплексной оценки никелевых сплавов для изготовления деталей горячего тракта различных изделий ГТД и ГПУ.

По разработанной автором программе, согласно методу ФАКОМП, проведена оценка склонности

сплавов типа ЖС6У, ЖС6Ф, ЧС88У, ЦНК-7П, ВЖ159, ЭП648 и др. к образованию σ -фазы.

Литература

1. Симс Ч., Хагел В. Суперсплавы I / Пер. с англ. – М.: Металлургия, 1995. – 384 с.
2. Машиностроение. Энциклопедия т. II – III / И.Н. Фриндландер, О.Г. Сенаторова, О.Е. Осинцов и др. – М.: Машиностроение, 2001. – 880 с.
3. Жуков А.А., Смирнова О.А. Оценка температуры полного растворения γ' -фазы жаропрочных никелевых сплавов на основе анализа двойных диаграмм состояния // Заготовительные производства в машиностроении. – 2004. – № 11. – С. 44 – 47.
4. Монокристаллы никелевых жаропрочных сплавов / Р.Е. Шалин, И.Л. Светлов, Е.Б. Качанов и др. – М.: Машиностроение, 1997. – 336 с.
5. Жаропрочность литейных никелевых сплавов и защита их от окисления. / Б.Е. Патон, Г.Б. Строганов, С.Т. Кишкин и др. – К.: Наук. Думка, 1987. – 256 с.
6. Кишкин С.Т., Строганов Г.Б., Логунов А.В. Литейные жаропрочные сплавы на никелевой основе. – М.: Машиностроение, 1987. – 111 с.
7. Ртищев В.В., Винтайкин Е.З. Дальнее упорядочение матрицы сложнолегированных жаропрочных сплавов на никелевой основе // Физика металлов и металловедение. – 1977. – Т. 43. – С. 48 – 51.
8. Левин Е.Е. Структура, фазовые превращения и проблема ресурса сплавов на Ni основе // Жаропрочность и жаростойкость металлических материалов. – 1976. – С. 104.

Поступила в редакцию 24.05.2005

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

УДК 539.4

Д.С. АВРАМЕНКО

Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Украина

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ ЖАРОПРОЧНЫХ НИКЕЛЕВЫХ СПЛАВОВ МЕТОДОМ БАЗОВЫХ ДИАГРАММ

Рассмотрены результаты обработки экспериментальных данных о длительной прочности жаропрочных никелевых сплавов методом базовых диаграмм. Обосновывается, что переход к системному анализу известных экспериментальных данных на основе концепции базовых соотношений может способствовать значительному повышению эффективности, точности и надежности прогнозирования длительной прочности.

жаропрочность, кратковременная и длительная прочность, базовые диаграммы, прогнозирование

Введение

Жаропрочные сплавы на основе никеля широко применяются в авиационной технике при высоких гомологических температурах в упрочненном состоянии. Это приводит к вполне закономерной и столь существенной интенсификации временных процессов разупрочнения, что до сих пор разработка новых более жаропрочных и оптимизация известных структурных состояний, прогнозирование их работоспособности на большие сроки службы остаются сложными и актуальными задачами. В данном случае обосновывается полезность учета и развития опыта решения таких задач на основе перехода к обобщенному анализу соответствующих экспериментальных данных с помощью метода базовых диаграмм (МБД) [1 – 3].

Формулирование проблемы

При прогнозировании длительной прочности чаще всего используют параметрические методы Ларсона – Миллера [4], Мэнсона – Хэферда [5], Орра – Шерби – Дорна [6]. Эти методы позволяют ряд диаграмм длительной прочности (ДДП) при различных температурах преобразовать в единую расчетную параметрическую кривую. Обработка больших

объемов экспериментальных данных [1 – 3] позволил конкретизировать ряд существенных недостатков этих методов.

Ниже обосновывается целесообразность альтернативного в какой-то мере развития прогнозирования на основе МБД, который позволяет значительно улучшить прогнозирование в частности благодаря переходу к системному анализу известных экспериментальных данных.

Основу МБД составляет уравнение базовых диаграмм

$$\lg \sigma'_t = \lg \sigma_1 - \frac{3,6 - \lg \sigma_1}{12} (\lg t + \lg^2 t), \quad (1)$$

где σ'_t – текущие напряжения по базовой диаграмме (МПа); отдельная базовая диаграмма задается величиной σ_1 (МПа) – напряжением, которое приводит к разрушению за 1 ч, т.о. величина σ_1 определяет точку пересечения базовой диаграммы с осью ординат в системе координат $\lg \sigma'_t - \lg t$; t – долговечность, ч.

Экспериментальные ДДП рассматривались в виде независимых отдельных участков. Левая граница отдельного участка экспериментальной диаграммы по напряжению и времени обозначается $\sigma_{\alpha t}$, αt , правая – $\sigma_{t\beta}$, $t\beta$ при отношении $t\beta/\alpha t \approx 10$.

С помощью уравнения (1) особенность каждого отдельного участка экспериментальной диаграммы

характеризуется величиной

$$\beta_3 = \frac{\sigma_{\alpha t} - \sigma_{t3}}{\sigma_{\alpha t} - \sigma'_t}, \quad (2)$$

где β_3 – экспериментально устанавливаемая характеристика отклонения участка экспериментальной диаграммы в пределах от αt до $t3$ от соответствующего участка базовой диаграммы в пределах от αt до t при $t3 = t$. Например, при $\sigma_{\alpha t} = \sigma_{100} = 400$ и $\sigma_{t3} = \sigma_{1000} = 340$ МПа для определения β_3 по формуле (2) сначала в (1) вместо σ'_t и t подставляются значения $\sigma_{\alpha t} = 400$ МПа и $\alpha t = 100$ ч, что приводит к уравнению с одним неизвестным σ_1 . Устанавливаемая величина σ_1 определяет ту базовую диаграмму, которая пройдет через точку с координатами $\sigma_{\alpha t}$ и $t3$. Подстановка в (1) установленного σ_1 позволяет рассчитать σ'_t для $t = t3$ и определить по формуле (2) величину β_3 .

Формула (2) после замены $\sigma_{t3} = \sigma_t$, $\beta_3 = \beta$ используется в виде

$$\sigma_t = \sigma_{\alpha t} - \beta(\sigma_{\alpha t} - \sigma'_t) \quad (3)$$

для прогнозирования искомого значения σ_t по исходному значению $\sigma_{\alpha t}$ при обобщенном показателе β отклонений отдельных участков экспериментальных диаграмм от соответствующих участков базовых.

Формулы (1) и (2) дают возможность информацию об отдельных участках экспериментальных ДДП представлять точками с координатами $(\beta_3, \sigma_{\alpha t})$ в системе координат $\beta_3 - \sigma_{\alpha t}$. Это дает возможность выполнять простой и эффективный сравнительный анализ больших массивов данных, а также сделать в значительной мере целесообразным переход к системному анализу известных экспериментальных данных.

Важными элементами такого анализа, согласно [7], являются оценки и учет для различных групп материалов характеристик β , β_3 , Δ_1 , Δ_2 , S_1 , S_2 , определяемых по формулам:

$$\Delta_1 = \lg t - \lg t3; \quad (4)$$

$$\Delta_2 = \frac{\sigma_t - \sigma_{t3}}{\sigma_{t3}}; \quad (5)$$

$$S_m = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\Delta_m)_i}{n-1}}, \quad (6)$$

где S_1 рассчитывается при $m = 1$ и подстановке значений Δ_1 , а S_2 – при $m = 2$ и подстановке значений Δ_2 .

Решение проблемы

Следует заметить, что в литературе в основном представляются весьма ограниченные данные о свойствах отдельных рассматриваемых жаропрочных сплавов, в частности о характеристиках кратковременной и длительной прочности, химическом составе, структурных особенностях и т.п. Это весьма затрудняет оценку влияния большого числа факторов на закономерности длительного разупрочнения. Поэтому предполагается целесообразным развитие обобщенного анализа известных экспериментальных данных с последующим использованием результатов такого анализа для более углубленной оценки свойств материалов в каждом конкретном случае. При этом следует учитывать, что различные сплавы имеют достаточно большое число отличительных признаков, которые в первом приближении влияют на длительную прочность и температурно-временные закономерности её изменения, однако из-за большого числа факторов, которые могут оказывать влияние на длительную прочность, трудно определить, какие из них являются наиболее определяющими. Так, например, согласно данным табл. 1 – 3 материалы могут существенно различаться по химическому составу, значениям характеристик кратковременной прочности, пластичности, структуре и т.п. Более того, такие данные в целом известны лишь для сравнительно малых длительностей нагружения. Для больших длительностей их намного меньше и в этом случае уже трудно оптимально проанализировать имеющуюся информацию о сравнительно малых длительностях нагружения.

В связи с этим рассмотрим некоторые возможности обобщенного анализа на основе МБД на мере данных [8].

В табл. 1 приведены данные [8] об основных элементах химического состава ряда зарубежных жаропрочных сплавов. Химический состав этих сплавов существенно различается и, следовательно, рассмотрение комплекса данных о свойствах этих сплавов может быть интересным с точки зрения

анализа особенностей их длительного разупрочнения. В первом приближении такие особенности характеризуются данными табл. 2 о характеристиках кратковременной прочности и пластичности при комнатной температуре, хотя вопрос повышения эффективности учета таких данных для конкретизации особенностей длительного разрушения остается актуальным.

Таблица 1

Химический состав, % сплавов на основе никеля												
Сплав	C	Fe	Mn	Cr	Ti	Al	Ni	Co	Mo	Nb + Ta	W	V
НИМОКАСТ 80	Max. 0,10 Min. 0,03	5,0	1,0 0,20	22,0 18,0	3,00 2,20	1,60 0,80	Основа					
НИМОКАСТ 90	Max. 0,12 Min. 0,05	5,0	1,0 0,20	22,0 18,0	3,00 2,20	1,60 0,80		20,0 15,0				
НИМОКАСТ 242	Max. 0,40 Min. 0,27	1,0	0,5 0,2	23,0 18,0	0,30	0,20	Основа	11,0 9,0	11,0 9,0			
НИМОКАСТ 263	Max. 0,07 Min. 0,05	0,50	0,50	20,5 19,5	2,3 2,1	0,5 0,4	Основа	20,5 20,0	6,1 5,7			
НИМОКАСТ PE10	Max. 0,04 Min.	4,0 2,0	0,5 0,10	21,0 19,0			Основа	2,0	6,5 5,5	7,0 6,2	3,0 2,0	
НИМОКАСТ 713	Max. 0,20 Min. 0,08	2,5	0,25	14,0 12,0	1,0 0,5	6,5 5,5	Основа	1,0	5,2 3,8	2,8 1,8		
НИМОКАСТ 713LC	Max. 0,10 Min.	1,0	0,25	13,0 11,0	1,0 0,20	6,5 5,0	Основа	1,0	5,4 3,6	2,5 1,5		
НИМОКАСТ PK24	Max. 0,20 Min. 0,15	1,0	0,20	11,0 8,0	5,0 4,5	6,0 5,0	Основа	17,0 13,0	4,0 2,0		0,2 0,7	1,2 0,7
НИМОКАСТ PD21	Max. 0,15 Min. 0,05	1,0	0,5	7,0 5,0		6,5 5,5	Основа	1,0	2,7 1,3		11,5 9,5	
НИМОКАСТ 738	Max. 0,15 Min. 0,05	0,5	0,2	16,5 15,5	3,7 3,2	3,7 3,2	Основа	9,0 8,0	2,0 1,5		2,8 2,4	2,0 1,5

Таблица 2
Характеристики кратковременных свойств

Сплав	$\sigma_{0,1}$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_b , МПа	ψ , %
НИМОКАСТ 80	500	520	734	15
НИМОКАСТ 90	500	520	700	14
НИМОКАСТ 242	260	300	465	8
НИМОКАСТ PE10	585	607	680	5
НИМОКАСТ 713	710	740	850	8
НИМОКАСТ 713LC	—	750	900	15
НИМОКАСТ 738	—	950	1060	5
НИМОКАСТ PK24	—	850	895	7
НИМОКАСТ PD21	730	750	785	6
НИМОКАСТ 263		510	734	18

Один из способов его решения заключается в оценке характеристик особенностей длительного разрушения, например β , β_0 , при последующей оценке взаимосвязи этих характеристик и характе-

ристик кратковременной прочности. Об особенностях длительного разупрочнения можно судить, например, по данным табл. 3 и 4. В каждой строчке табл. 4 приведены данные об отдельных участках диаграмм длительной прочности для жаропрочного сплава НИМОКАСТ 80.

Для всех данных этой таблицы произвольно задавались различные значения β , прогнозировались при каждом значении β по $\sigma_{0,1}$ значения σ_b , затем по формулам (5) и (6) рассчитывались значения Δ_2 и S_2 .

Параболическая зависимость $S_2 = f(\beta)$ позволяла определять величину β , при которой значение S_2 является минимальным.

Таблица 3
Длительная прочность сплавов никеля

Материал	T, °C	σ_{100}	σ_{1000}	β
НИМОКАСТ 80	750	147	116	0,725
НИМОКАСТ 90	750	208	170	0,69
НИМОКАСТ PE10	750	262	201	0,944
НИМОКАСТ 713	760	571	448	1,177
НИМОКАСТ 713	1010	94	57	1,218
НИМОКАСТ PK24	1000	134	77	1,43
НИМОКАСТ PD21	1000	162	97	1,415

Согласно данным табл. 4 величина $S_2 = 9,05\%$ при $\beta = 0,9$. При оценке особенностей таких результатов целесообразно ориентироваться на следующие обобщенные данные исследований.

В результате анализа более 2000 ДДП для сплавов с твердорастворным упрочнением в практически важном интервале температур наиболее вероятными являются значения $\beta = 1...1,3$, а для дисперсно-

прочненных, к которым относятся рассматриваемые сплавы на основе никеля – $\beta = 1,4...1,7$.

Указанный интервал значений β объясняется в основном возрастанием экспериментальных значений β , по мере возрастания температуры и длительности нагружения. Выполненные исследования приводят к выводу, что значения β изменяются в целом в пределах $0...2,3$. Минимальными являются значения $\beta = 0$ в тех случаях, когда временные процессы разупрочнения не проявляются и ДДП являются близкими к горизонтальным. Такие случаи крайне редки. В очень малом интервале низких температур значения β , довольно быстро возрастают, поэтому практически важным является в основном интервал изменения значений β , от $0,6...0,8$ до $2,2...2,3$, а для рассматриваемых сплавов – от $1,2...1,3$ до $2,2...2,3$.

Таблица 4

Результаты обработки данных для сплава НИМОКАСТ 80 по МБД

№	T, °C	σ_{at} , МПа	σ_{t3} , МПа	αt , ч	$t3$, ч	$\lg\left(\frac{t3}{\alpha t}\right)$	Δ , %	β
1	600	432	378	30	100	0,52	3,19	1,158
2	600	432	324	30	300	1,00	9,04	1,235
3	600	432	260	30	1000	1,52	21,21	1,325
4	600	378	324	100	300	0,48	5,46	1,339
5	600	378	260	100	1000	1,00	16,94	1,436
6	600	324	260	300	1000	0,52	10,51	1,57
7	750	162	147	30	100	0,52	-4,85	0,61
8	750	162	131	30	300	1,00	-7,31	0,688
9	750	162	116	30	1000	1,52	-10,96	0,705
10	750	162	96	30	3000	2,00	-7,64	0,81
11	750	147	131	100	300	0,48	-2,56	0,744
12	750	147	116	100	1000	1,00	-6,44	0,725
13	750	147	96	100	3000	1,48	-3,05	0,851
14	750	131	116	300	1000	0,52	-4,07	0,685
15	750	131	96	300	3000	1,00	-0,75	0,882
16	750	116	96	1000	3000	0,48	3,4	1,075

$$S = 9,86, \beta_1 = 1,0; S = 9,05, \beta_1 = 0,9; S = 9,86, \beta_1 = 0,8$$

Прогнозирование длительной прочности на один порядок по времени было выполнено в результате анализа довольно большого числа диаграмм. При этом было установлено, что при выполнении условия

$$\beta - 0,3 \div 0,4 < \beta_0 < \beta + 0,3 \div 0,4 \quad (7)$$

при прогнозировании с помощью МБД выполняется условие

$$S_2 \leq 0,1 \dots 0,12. \quad (8)$$

Задача систематизации известных экспериментальных данных с помощью МБД заключается в определении отдельных численных значений β , ко-

торые для возможно больших массивов экспериментальных данных обеспечивали бы выполнение условия (8).

Анализ данных табл. 4 привел к сравнительно низкой величине $S_2 = 9,05\%$ по сравнению с указанной в условии (8) при низком $\beta = 0,9$. Это объясняется тем, что в табл. 4 рассматриваются и данные, полученные при сравнительно низких температурах. Об этом можно судить по интервалу изменения значений β , который составляет от 0,61 до 1,57. Таким образом, в данном случае особенности отдельных участков ДДП определяются величиной $\beta = 0,9$, а также величинами отклонений $\beta - \beta_0$.

В табл. 4 использованы лишь данные [8] для 16 участков ДДП. Вместе с тем аналогичный общий анализ информации о всех сплавах в [8] и соответственно для $n = 280$ участков привел к $S_2 = 10,76\%$ при $\beta = 1,2$, что лучше согласуется с приведенными выше результатами обобщенного анализа.

Для удобства анализа больших объемов экспериментальных данных информация может быть представлена различным образом (рис. 1 и 2, табл. 4). Представление данных подобным образом значительно расширяет возможность оценки влияния большого числа факторов на закономерности длительного разрушения. В частности, согласно данным табл. 4 при температуре 750 °С дополнительное легирование приводит к повышению σ_{100} от 147 до 571 МПа и соответственно при увеличении β , от 0,72 до 1,17. При 1000° С повышение σ_{100} от 94 до 162 МПа приводит к сравнительно небольшому увеличению β , от 1,21 до 1,41. Эти данные позволяют, в свою очередь, переходить к анализу роли легирования, изменения структурного состояния и т.п. Для такого анализа необходимо иметь возможно более полную информацию о физико-химических, структурных и механических свойствах материалов.

Выше в основном проанализированы данные о длительной прочности при сравнительно небольшой длительности испытаний, порядка 5000-7000 ч. На

рис. 3 представлены результаты аналогичных испытаний NIMS длительностью до 100000 ч и более. Видно, что интервалы изменения характеристик β , на рис. 1, а и 3, а, а также значения Δ , на рис. 2 и 3, б являются близкими. Это свидетельствует о том, что

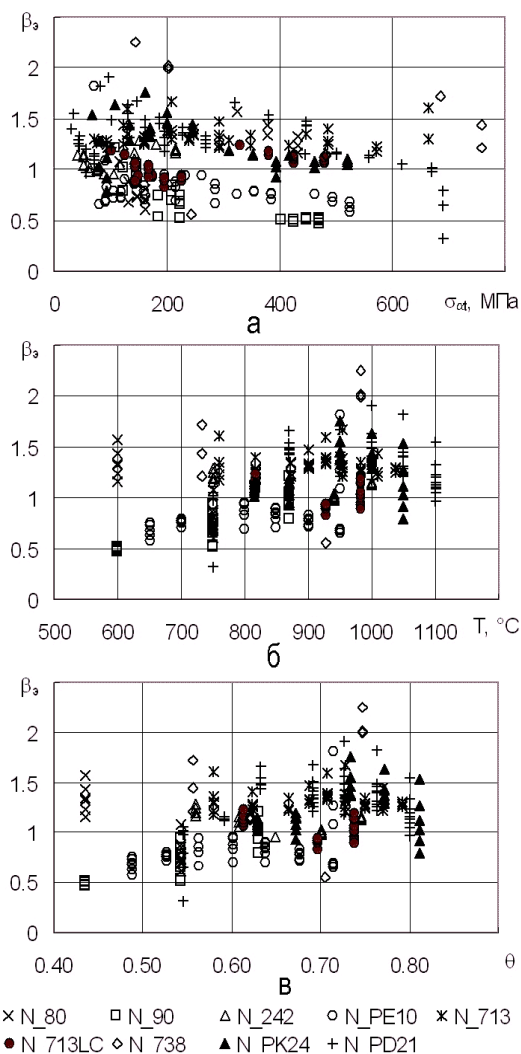


Рис. 1. Зависимость характеристики β , от напряжения (а) температуры (б) и относительной температуры (в)

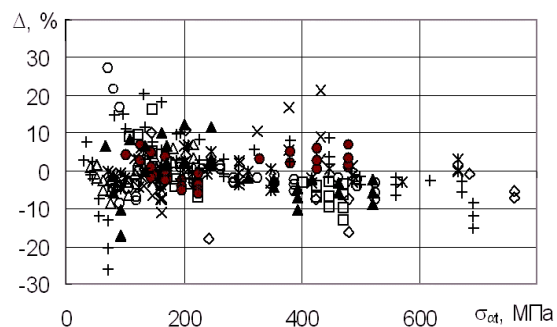


Рис. 2. Прогнозирование по МБД длительной прочности сплавов на основе никеля [4]

данные об испытаниях длительностью до 5000 ч в случае применения МБД в рассматриваемом варианте весьма показательны в отношении характери-

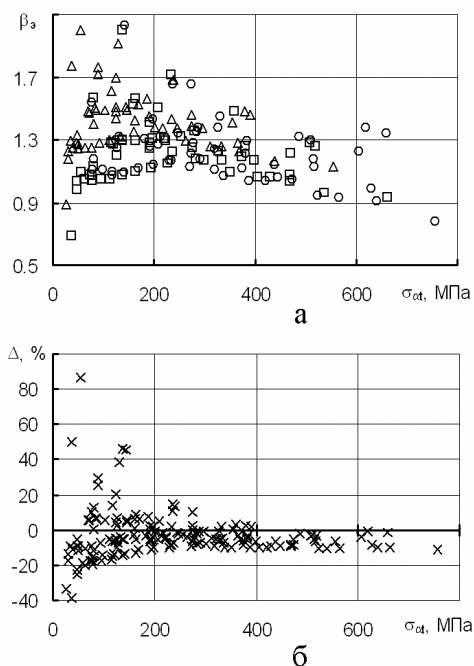


Рис. 3. Зависимость характеристики β_3 (а) и погрешности прогнозирования Δ (б) для сплавов [9 – 12] на основе никеля от напряжения сжатия длительной прочности при $t = 10^5$ ч и более.

Заключение

Выполненный анализ приводит к выводу, что прогнозирование длительной прочности металлических материалов на основе широко используемых в мире параметрических методов [4 – 6] должно быть дополнено МБД [1 – 3], что означает переход к существенному развитию прогнозирования на основе соответствующего системного анализа известных экспериментальных данных.

Литература

1. Кривенюк В.В. Прогнозирование длительной прочности тугоплавких металлов и сплавов. – К.: Наук. думка, 1990. – 248 с.

2. Писаренко Г.С., Кривенюк В.В. Новый подход к прогнозированию длительной прочности металлов // Доклады АН СССР. Механика. – 1990. – Т. 312, № 3. – С. 558 – 562.

3. Механическое поведение материалов при различных видах нагружения / В.Т. Трошенко, А.А. Лебедев, В.А. Стрижало и др. – К.: Логос, 2000. – 571 с.

4. Larson R.R., Miller J. Time-temperature relationship for rupture creep stress // Trans. ASME. – 1952. – 74, N 5. – D. 765 – 775.

5. Manson S.S., Haferd A.M. A liner time-temperature relation for extrapolation of creep and stress rupture data // NASA TN. – 1953. – TN-2890.

6. Orr R.I., Sherby O.D., Dorn J.E. Correlation of rupture data for metals at elevated temperatures // Trans. ASM. 1954. – V. 46. – P. 113 – 128.

7. Кривенюк В.В. Прогнозирование ползучести и длительной прочности металлических материалов на сроки службы до 300000 ч и более // Пробл. прочности. – 2003. – № 4. – С. 104 – 120.

8. Nimocast alloys // Publication 3610. Henry Wiggin & Co ltd, England HR4 9SL. – October 1973. – 28 p.

9. Data sheets on the elevated-temperature properties of 19Cr-18Co-4Mo-3Ti-3Al-B. // National research institute for metals (NRIM). Tokyo. – 1993. – N 34 B.

10. Data sheets on the elevated-temperature properties of 15.5Cr-2.5Ti-0.7Al-1Nb-7Fe. // Ibid. – 1992. – N 39 A.

11. Data sheets on the elevated-temperature properties of 15Cr-28Co-4Mo-2.5Ti-3Al. // Ibid. – 1989. – N 24 B.

12. Data sheets on the elevated-temperature properties of 13Cr-4.5Mo-0.75Ti-6Al-2.3(Nb+Ta)-Zr-B. // Ibid. – 1990. – N 29 B.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук Ф.Ф. Гигиняк, Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко, Киев.

УДК 539.376

А.М. ЛОКОЩЕНКО, В.В. НАЗАРОВ

*Институт механики Московского государственного университета
им. М.В. Ломоносова, Россия*

КИНЕТИЧЕСКИЙ ПОДХОД ИССЛЕДОВАНИЯ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ МЕТАЛЛОВ ПРИ ДВУХОСНОМ РАСТЯЖЕНИИ

Проведено количественное исследование длительной прочности металлов при сложном напряженном состоянии. За основу исследования принята кинетическая теория длительной прочности, учитывающая накопление повреждений в материале в ползучести. Использовано векторное описание процесса накопления повреждений. Получены параметры длительной прочности всех известных материалов, испытанных на длительную прочность при сложном напряженном состоянии. Исследована анизотропия материалов, оказавшая значительное влияние на длительную прочность. Проведено сравнение результатов кинетического и критериального способов описания опытных данных по длительной прочности при двухосном растяжении.

анизотропия, векторный параметр поврежденности, длительная прочность, кинетический подход, металлы, сложное напряженное состояние

Введение

В расчетах на прочность конструкций, находящихся в условиях ползучести при сложном напряженном состоянии, обычно используются эквивалентные напряжения, представляющие собой различные комбинации характеристик тензора напряжений. В результате применения различных количественных мер суммарного расхождения η экспериментальных и теоретических значений времен разрушения t^* отдается предпочтение тому эквивалентному напряжению σ_e , которое приводит к минимальному значению η [1 – 2]. В качестве альтернативы этому критериальному подходу в данной работе рассматривается кинетическая теория длительной прочности, реализуемая с помощью учета накопления повреждений в материале в процессе ползучести.

В настоящей работе приведены результаты моделирования экспериментальных данных, полученных в испытаниях цилиндрических образцов при совместном действии внутреннего давления и дополни-

тельной осевой силы, а так же на прямоугольных пластинах, подвергнутых двухосному растяжению. Кроме этого, в расчетах учитывается явление анизотропии испытанных образцов и приводится анализ полученных результатов.

1. Моделирование длительного разрушения металлов в ползучести

Основой кинетического подхода является введение параметра поврежденности ω , характеризующего структурное состояние материала в произвольный момент времени t . В работе И.В. Наместниковой и С.А. Шестерикова [3] введена векторная характеристика поврежденности $\vec{\omega}(t)$. В цилиндрических координатах z, θ, r величина этого параметра равна $\omega = \sqrt{\omega_z^2 + \omega_\theta^2 + \omega_r^2}$. Проекции ω_k вектора $\vec{\omega}$ на направления главных напряжений σ_k связаны с этими главными напряжениями следующими зависимостями:

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \dot{\omega}_k = \begin{cases} f(\sigma_k, \omega_k, \omega) & \text{при } \sigma_k > 0; \\ 0 & \text{при } \sigma_k \leq 0, \end{cases} \quad (1)$$

где $k = z, \theta, r$. Для прямоугольных пластин [4] проекции ω_k и главные напряжения σ_k рассматриваются в декартовой системе координат, при этом индекс k принимает значения 1, 2.

Исходному состоянию материала в момент времени $t = 0$ соответствует значение $\omega = 0$. В момент разрушения $t = t^*$ поврежденность $\omega(t^*)$ принимает значение 1.

В тонкостенных трубках сочетание внутреннего давления и дополнительной осевой силы приводит к двухосному растяжению $\sigma_z > 0$, $\sigma_\theta > 0$, $\sigma_r = 0$, так что $\omega_r = 0$. В относительно толстостенных трубках это же сочетание внешних нагрузок приводит к следующим осредненным (по сечению трубы) напряжениям: $\bar{\sigma}_z > 0$, $\bar{\sigma}_\theta > 0$, $\bar{\sigma}_r < 0$, согласно (1) в этом случае также только две компоненты вектора $\bar{\omega}$ отличны от нуля: $\omega_r = 0$.

Рассмотрим возможные модели накопления повреждений в материале:

1. Вектор скорости роста поврежденности зависит только от вектора главных напряжений $\dot{\omega}_k = \dot{\omega}_k(\sigma_k)$. График $\omega = \omega(t)$ представлен отрезком прямой $\omega = t/t^*$ (рис. 1).

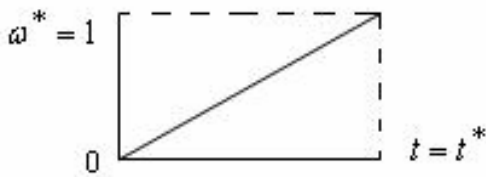


Рис. 1. График $\omega = \omega(t)$

В качестве зависимости $f(\sigma_k)$ ниже рассмотрены степенная и дробно-степенная функции:

$$\dot{\omega}_k = \frac{\sigma_k^n}{C};$$

$$\dot{\omega}_k = \frac{1}{D} \left(\frac{\sigma_k}{\sigma_b - \sigma_k} \right)^m, \quad (2)$$

где C, D, n, m — параметры длительной прочности; σ_b — предел кратковременной прочности при одноосном растяжении. Интегрирование уравнений (2) при учете условия $\omega^* = \omega(t^*) = 1$ приводит к следующим соотношениям для времени t^* :

$$t^* = \frac{C}{\sqrt{\sigma_z^{2n} + \sigma_\theta^{2n}}} = \frac{C}{\sigma_{\max}^n \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \right)^{2n}}};$$

$$t^* = \frac{D \cdot \left(\frac{\sigma_b - \sigma_{\max}}{\sigma_{\max}} \right)^m}{\sqrt{1 + \left[\frac{\sigma_{\min} \cdot (\sigma_b - \sigma_{\max})}{\sigma_{\max} \cdot (\sigma_b - \sigma_{\min})} \right]^{2m}}}. \quad (3)$$

Под $\sigma_{\max}$ и $\sigma_{\min}$ в (3) понимаются максимальное и минимальное значения среди σ_z и σ_θ .

Из (3) следует, что при достаточно больших значениях показателей степеней n и m времена разрушения t^* при двухосном растяжении для моделей (2) незначительно меньше соответствующих значений t^* при одноосном растяжении с напряжением $\sigma_{\max}$.

Параметры длительной прочности и коэффициент прочностной анизотропии вычислялись из минимального суммарного расхождения экспериментальных значений t_g^* и теоретических t_m^* значений времен разрушения. В качестве меры суммарного разброса была принята величина

$$\eta = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N \left(\lg t_m^* - \lg t_g^* \right)_i^2, \quad (4)$$

где N — количество испытаний в серии.

2. Уравнения (2) отражают постоянную скорость накопления повреждений в ползучести. Однако, в действительности, скорость накопления повреждений определяется как напряжениями, так и структурным состоянием материала в текущий момент времени $\dot{\omega}_k = \dot{\omega}_k(\sigma_k, \omega_k)$. Вид кривой

$\omega = \omega(t)$ для разупрочняющегося материала показан на рис. 2.

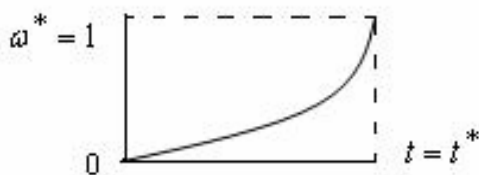


Рис.2. Вид кривой $\omega = \omega(t)$ для разупрочняющегося материала

Для изотропного материала этот характер зависимости ω от t может быть представлен следующим соотношением, характеризующим степенную зависимость $\dot{\omega}_k$ от напряжения σ_k :

$$\dot{\omega}_k = \frac{1}{\tilde{C}} \left[\frac{\sigma_k}{1 - \omega_k} \right]^{\tilde{n}}, \quad (5)$$

где $\tilde{C}, \tilde{n}$ – параметры длительной прочности материала, разупрочняющегося в процессе ползучести. Интегрируя (5), находим поврежденность при произвольном значении времени t

$$\omega_k = 1 - \left[1 - (\tilde{n} + 1) \frac{t \sigma_k^{\tilde{n}}}{\tilde{C}} \right]^{\frac{1}{\tilde{n} + 1}}. \quad (6)$$

Теоретические времена разрушения определяются из условия

$$\omega^* = \sqrt{\omega_z^2 + \omega_\theta^2} = 1,$$

при этом величины $\tilde{C}$ и $\tilde{n}$ аналогично п. 1 вычисляются из условия минимума суммарного расхождения (4).

2. Учет анизотропии образцов

При вычислении параметров длительной прочности труб обычно считают материал изотропным. Однако в действительности трубы могут приобрести анизотропию характеристик прочности при их изготовлении. Например, при изготовлении цельнотянутых труб возникает повышенная прочность материала в осевом направлении. Анизотропия может быть

и следствием термомеханической обработки. Анизотропия исходного материала почти всегда приводит к анизотропии характеристик длительной прочности. При исследовании длительной прочности анизотропных материалов в соотношениях (1) – (3) следует произвести замену σ_z на σ_z / α , где α – коэффициент прочностной анизотропии. Здесь и ниже под коэффициентом прочностной анизотропии α понимается величина $\alpha = \sigma_z(t^*) / \sigma_\theta(t^*)$, где $\sigma_z(t^*)$ и $\sigma_\theta(t^*)$ – осевое и поперечное нормальные напряжения, приводящие при растяжении в этих направлениях к разрушению трубы за одно и то же время t^* . Ранее проведенный учет явления анизотропии при анализе длительной прочности с помощью критериального подхода показал, что в известных испытаниях величина α практически не зависит от времени t^* .

3. Результаты вычислений

В табл. 1 приведены характеристики испытаний. Указываются литературный источник, марка металла или сплава, температура испытаний T . При $j = 9$ приведены результаты испытаний прямоугольных пластин, подвергнутых одноосному и двухосному растяжению. Во всех остальных случаях при $j = 1 - 8$ и $j = 10 - 12$ указаны характеристики испытаний цилиндрических труб при комбинации растяжения и внутреннего давления.

Таблица 1

Характеристики испытаний

j	материал	$T, ^\circ\text{C}$	Ссылка на литературу
1	сталь SA 210	510	[11]
2	сталь 20	500	[5]
3	сталь 1X18H9T(A)	650	[6]
4	сталь 1X18H9T(Б)	650	[6]
5	сталь ЭИ694	700	[7]
6	сталь 12ХМФ	590	[8]
7	сталь 12МХФ	595	[9]

8	сталь 1X18H9T	520	[10]
9	сплав Al–Mg–Si	210	[4]
10	сталь X18H10T	850	[12]
11	сталь 12CMVW	575	[13]
12	сталь 1CM	575	[13]

В табл. 2 и 3 представлены параметры длительной прочности и соответствующие меры суммарного разброса экспериментальных и теоретических значений времен разрушения для установившегося накопления повреждений в материале (2).

Таблица 2
Параметры длительной прочности

j	Степенная модель		
	$\lg C$	n	$\eta \cdot 10^3$
1	14,690	6,0	7,8
2	15,200	6,0	22,2
3	23,661	9,7	143,9
4	11,948	4,4	30,9
5	9,956	3,5	51,0
6	11,578	4,0	60,6
7	9,130	3,0	19,8
8	27,000	9,8	49,8
9	16,097	7,6	19,5
10	6,429	3,0	28,9
11	28,974	11,9	37,1
12	10,292	3,5	3,3

Таблица 3
Параметры длительной прочности

j	Дробно-степенная модель			
	D	m	σ_b	$\eta \cdot 10^3$
1	12,08	4,0	358,7	0,9
2	8,64	4,4	427,7	22,6
3	3630,87	2,1	210,0	108,7
4	1397,41	2,0	196,1	27,9
5	85,15	2,4	345,1	50,9
6	271,66	2,2	385,4	58,4
7	357,31	1,8	286,4	20,6
8	1457,0	3,5	525,5	47,6
9	0,37	5,5	270,3	21,8
10	3,4	2,2	167,4	30,1
11	15803,07	4,0	242,8	13,1
12	95,7	2,6	419,1	2,9

Табл. 4 и 5 содержат результаты вычислений с использованием тех же самых моделей (2) при учете прочностной анизотропии.

Расчеты длительной прочности для модели повреждения (5) помещены в табл. 6.

Таблица 4
Параметры длительной прочности
с учетом анизотропии

j	Степенная модель			
	$\lg C$	n	α	$\eta \cdot 10^3$
1	14,690	6,0	1,00	7,8
2	15,499	6,2	1,08	12,1
3	23,992	9,9	1,11	93,5
4	13,754	5,4	1,15	11,1
5	11,313	4,3	1,18	30,4
6	15,258	5,8	1,21	31,0
7	15,117	6,1	1,18	6,2
8	27,000	9,8	1,03	47,8
9	16,096	7,7	1,09	11,0
10	6,700	3,3	1,21	21,6
11	29,084	12,0	1,02	34,8
12	10,292	3,5	1,00	3,3

Таблица 5
Параметры длительной прочности
с учетом анизотропии.

j	Дробно-степенная модель				
	D	m	σ_b	α	$\eta \cdot 10^3$
1	12,08	4,0	358,7	1,00	0,9
2	0,01	5,6	901,1	1,08	12,5
3	3795,87	2,5	210,0	1,10	47,2
4	1376,07	2,5	183,0	1,15	9,7
5	2,91	3,5	547,9	1,18	30,7
6	0,03	5,0	1183,5	1,21	31,2
7	4,12	4,9	400,6	1,18	6,1
8	405,3	4,5	612,6	1,02	46,6
9	0,09	5,8	290,1	1,09	12,0
10	0,77	2,6	195,4	1,20	22,9
11	15803,07	4,0	242,8	1,00	13,1
12	95,7	2,6	419,1	1,00	2,9

Таблица 6
Параметры длительной прочности

j	Степенная модель		
	$\lg \tilde{C}$	$\tilde{n}$	$\eta \cdot 10^3$
1	15,453	5,9	9,1
2	14,823	5,4	26,0
3	19,051	7,1	175,8
4	16,421	6,1	91,6
5	13,165	4,7	83,4

6	11,501	3,6	66,9
7	4,526	0,7	36,1
8	32,308	11,4	50,1
9	15,569	6,8	83,8
10	6,515	2,6	58,4
11	19,420	7,0	285,5
12	11,296	3,7	5,9

В расчетах, проводимых для толстостенных полых цилиндров ($j = 17 - 23, 27 - 28$), при замене характеристик неоднородного напряженного состояния использовались средние по сечению напряжения.

4. Анализ результатов

Сравнение результатов, которые представлены в табл. 2 – 6, показывает преимущество моделей (2) по сравнению с моделью (5).

В [1] приведены результаты анализа всех рассмотренных выше экспериментальных данных с помощью критериального подхода. Показано, что в качестве зависимости времени разрушения t^* от эквивалентного напряжения σ_e следует использовать функции:

$$t^* = C\sigma_e^{-n} ; t^* = D\left(\frac{\sigma_b - \sigma_e}{\sigma_e}\right)^m ,$$

а в качестве σ_e – разность максимального и минимального главных напряжений [2]. Для сравнения результатов описания опытных данных с помощью обоих рассмотренных подходов введем величину λ , равную отношению суммарного разброса η при кинетическом подходе к суммарному разбросу при критериальном подходе. Из табл. 7 следует, что в целом оба метода описывают результаты испытаний с одинаковой степенью надежности.

Исследование анизотропии было проведено для степенной и дробно-степенной моделей длительной прочности. Получены коэффициенты прочностной анизотропии для всех рассмотренных металлов и

сплавов. Полученные результаты можно считать достоверными, поскольку:

1) значения коэффициента прочностной анизотропии находятся в диапазоне $1 \leq \alpha < 1,21$, что отвечает реальным материалам;

2) получены практически одинаковые значения α в каждой серии испытаний для разных моделей длительной прочности;

3) теоретическое значение $\alpha = 1,20 - 1,21$ при $j = 10$ (табл. 4 – 5) хорошо согласуется с экспериментальным значением α , полученным в результате анализа расположения трещин в разрушенных образцах [14].

Таблица 7
Сравнение кинетического подхода с критериальным

j	λ	
	Степенная модель	Дробно-степенная модель
1	0,9	1,3
2	3,0	1,3
3	1,4	3,8
4	1,6	1,5
5	1,3	1,4
6	1,2	1,4
7	0,5	0,9
8	1,9	2,6
9	0,3	0,5
10	0,6	0,9
11	0,2	1,1
12	0,6	0,9

Заключение

Предложен кинетический подход при исследовании длительной прочности металлов, находящихся в условиях сложного напряженного состояния.

Использовано векторное представление процесса накопления поврежденности в материале.

Рассмотрены три модели длительной прочности: степенная и дробно-степенная зависимости (2), при

которых поврежденность ω линейно зависит от времени ползучести t , а также модель (5), описывающая нелинейный разупрочняющийся характер накопления поврежденности материала.

Дополнительно проведен анализ известных экспериментальных данных с учетом исходной анизотропии испытанных образцов.

Показано, что для описания экспериментальных результатов на длительную прочность в условиях двухосного растяжения предложенный кинетический подход с векторным представлением параметра поврежденности является хорошей альтернативой известному критериальному подходу.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 05-01-00295) и ИНТАС (проект № 03-51-6046).

Литература

1. Локощенко А.М., Назаров В.В., Платонов Д.О., Шестериков С.А. Анализ критериев длительной прочности металлов при сложном напряженном состоянии // Известия РАН: Механика твердого тела. – 2003. – № 2. – С. 139 – 149
2. Локощенко А.М., Назаров В.В. Выбор критериев длительной прочности металлов при сложном напряженном состоянии // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: ХАИ. – 2004. – № 7. – С. 124 – 128.
3. Наместникова И.В., Шестериков С.А. Векторное представление параметра поврежденности // Деформирование и разрушение твердых тел. Труды Ин-та механики МГУ. – М.: МГУ. – 1985. – С. 43 – 52.
4. Hayhurst D. R. Creep rupture under multi-axial states of stress // Journal of the mechanics and physics of solids/ – 1972. – V. 20, № 6. – P. 381 – 390.
5. Kooistra L.F., Blaser R.U., Tucker J.T. High temperature stress rupture testing of tubular specimens. // Trans. ASME, 1952. – V. 74. – № 5. – P. 783 – 792.
6. Кац Ш.Н. Разрушение аустенитных труб под действием внутреннего давления в условиях ползучести // Энергомашиностроение. – 1957. – № 2. – С. 2 – 5.
7. Зверьков Б.В. Длительная прочность труб при сложных нагрузках // Теплоэнергетика. – 1958. – № 3. – С. 51 – 54.
8. Лагунцов И.Н., Святославов В.К. Испытание пароперегревательных труб из стали 12ХМФ на длительную прочность // Теплоэнергетика. – 1959. – № 7. – С. 55 – 59.
9. Кац Ш.Н. Влияние добавочных осевых усилий на длительную прочность котельных труб // Теплоэнергетика. – 1960. – № 5. – С. 12 – 16.
10. Лебедев А.А. Экспериментальное исследование длительной прочности хромоникелевой стали в условиях двухосного растяжения // Термопрочность материалов и конструкционных элементов. – К.: Наук. думка. – 1965. – С. 77 – 83.
11. Кац Ш.Н. Исследование длительной прочности углеродистых труб // Теплоэнергетика. – 1955. – № 11. – С. 37 – 40.
12. Локощенко А.М., Мякотин Е.А., Шестериков С.А. Ползучесть и длительная прочность стали X18H10T в условиях сложного напряженного состояния // Изв. АН СССР МТТ. – 1979. – № 4. – С. 87 – 94.
13. Brown R.J., Lonsdale, Flewitt The role of stress state on the creep rupture of 1% Cr 1/2% Mo and 12% Cr 1% Mo VW tube steels // Creep and fract. Eng. Mater. And struct. Proc. Int. conf. Swansea (24 – 27. 3.1981) Swansea. – 1981. – P. 545 – 558.
14. Мякотин Е.А. Учет прочностной анизотропии при оценке длительной прочности реальных труб в

условиях плоского напряженного состояния //

Проблемы прочности. – 1982. – № 5. – С. 20 – 23.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Е.Р. Голубовский,
ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва.

Поступила в редакцию 20.04.2005

УДК 620.179.1(045)

М.В. КАРУСКЕВИЧ, О.Ю. КОРЧУК*Національний авіаційний університет, Київ, Україна***ДІАГНОСТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ВТОМИ МОНОКРИСТАЛІВ**

Представлено результати дослідження еволюції деформаційного рельєфу поверхні і мікротвердості монокристалів алюмінію при циклічному навантаженні. Визначено зв'язок зазначених параметрів з кристалографічною орієнтацією, а також вплив кристалографічної орієнтації на кінетику втомних тріщин. Показано, що поверхневий шар монокристалів є індикатором накопиченого втомного пошкодження.

монокристал, втомне пошкодження, деформаційний рельєф, мікротвердість, кристалографічна орієнтація

Вступ

Вивчення фізичних основ втоми металів привело до інтенсивного дослідження монокристалів, як ідеальних кристалічних об'єктів. В роботах [1, 2] показано, що діагностичними параметрами стану монокристалів можуть бути щільність смуг ковзання на їх поверхні і мікротвердість.

Результати дослідження еволюції зазначених параметрів в процесі циклічного навантаження і вплив кристалографічної орієнтації представлені нижче.

Постановка задачі

Враховуючи особливу роль поверхневого шару, а саме локалізацію пошкодження в поверхневому шарі та розвиток пошкодження випереджаючими темпами, можна вважати, що щільність смуг ковзання на поверхні і мікротвердість поверхневого шару є параметрами, які адекватно відображають накопичене пошкодження монокристалів.

Кристалографічна орієнтація, як відомо з літературних джерел, є фактором, що визначає анізотропію фізико-механічних властивостей монокристалів. Так, з літературних джерел [3] відомо, що смуги ковзання з'являються вже на початковому етапі навантаження в зернах, що найбільш сприятливо орієнтовані для мікропластичної деформації.

На монокристалах проведена значна кількість

досліджень впливу кристалографічної орієнтації на процес втоми. Проте, слід зазначити, що на сьогодні досить обмеженими є дані про кінетику щільності смуг ковзання при циклічному навантаженні і про зміну мікротвердості в монокристалах різної орієнтації. Таким чином доцільними є дослідження, які б давали можливість відстежити еволюцію зазначених параметрів і кількісно оцінити вплив на них кристалографічної орієнтації. Отримані дані можуть бути використані при аналізі закономірностей процесу накопичення втомного пошкодження і оцінці залишкового ресурсу монокристалів.

Методика дослідження

Об'єктами дослідження в представлених експериментах були монокристалічні алюмінієві датчики втомного пошкодження і мульткристалічні зразки алюмінієвого сплаву АД-1.

Розглядалися дві можливості виготовлення монокристалічних датчиків втомного пошкодження. По перше, такі датчики можуть бути виготовлені з монокристалів алюмінію чистотою 99,999%, які вирощені за методом Бріджмена. В цьому випадку циліндричні монокристали діаметром 20 мм розрізаються електроіскровим приладом на диски товщиною 1,0 мм, первинно оброблюються механічним шліфуванням, а на завершальній стадії обробки їх товщина доводиться до 0,2 мм шляхом електро-

літичного полірування. Датчики закріплюються на поверхні зразку для втомних випробувань клеями на основі ціакрину. В представленому дослідженні монокристалічні індикатори закріплювались на зразках конструкційного алюмінієвого сплаву Д16АТ.

Кристалографічна орієнтація монокристалічних (датчиків) індикаторів визначається кристалографічною орієнтацією осі циліндричної монокристалічної заготовки і орієнтацією диску датчику відносно осі зразка для втомних випробувань.

Експерименти по вирощуванню монокристалів показали, що найбільш сприятливою орієнтацією повздовжньої осі монокристалічного циліндру при вирощуванні монокристалів за методом Бріджмена є орієнтація напрямку $\langle 100 \rangle$. При цьому поверхня дисків для виготовлення індикаторів співпадає з кристалографічною площиною $\{100\}$. Крім зазначеної розглядалась також можливість виготовлення індикаторів з монокристалічних циліндрів з орієнтацією осі $\langle 110 \rangle$ і $\langle 111 \rangle$.

Альтернативним підходом до вирощування монокристалів є застосування методу критичної деформації і відпалу. Відповідні експерименти проведено на зразках алюмінієвого сплаву АД-1, тобто технічного алюмінію. Послідовні відпал зразків при температурі 500 градусів по Цельсію, деформування до визначеного попередніми дослідженнями [4] рівня і повторне відпалювання при температурі 550 градусів дають можливість отримати зерна розміром до 50 мкм. Таку структуру можна використовувати для виготовлення монокристалічних індикаторів. Крім того, така структура дозволяє випробувати зразки, виконуючи моніторинг стану окремих зерен, вважаючи, з деякими припущеннями, що властивості окремих зерен адекватні властивостям монокристалів. Розмір зерен дозволяє визначити кристалографічну орієнтацію зерен за допомогою рентгенографічного методу Лауе.

Випробування проводились на гідропульсаційній машині МУП-20. Підрахунок щільності смуг ковзання проводився з використанням металографічного мікроскопу ММР-4 зі збільшенням $\times 400$.

Вимірювання мікротвердості окремих кристалітів сплаву АД-1 в процесі циклічного навантаження проводилось на мікротвердомірі ПМТ-3 при масі ваги на інденторі 20 грам. Середнє значення мікротвердості визначалось за результатами 10 вимірювань.

Дослідження стану кристалітів алюмінію в процесі циклічного навантажування на інкубаційному періоді проводились на дев'яти зразках з мінімальним інтервалом вимірювань 1-5 циклів. Максимальне циклічне напруження складало 29 МПа. На кожному із зразків було вибрано один кристаліт (в центральній частині) і визначено його кристалографічну орієнтацію. В подальшому ці ж зразки використовувались для дослідження кінетики росту втомних тріщин.

Зразки навантажувались осьовим розтягуванням. Тривалість циклу навантажування – вісім секунд. Після напрацювання 3000 циклів в досліджуємих зернах було зроблено надріз і відстежено кінетику втомних тріщин при максимальному напруженні пульсуючого віднульового циклу 36 МПа з частотою 11 Гц.

Після формування тріщини її поточна довжина визначалась з інтервалом 5 тисяч циклів на початковій стадії і 1-3 тисячі циклів при збільшенні швидкості розповсюдження.

Результати дослідження еволюції деформаційного рельєфу

Еволюцію деформаційного рельєфу поверхні монокристалічного індикатора спостерігали при регулярному циклічному навантаженні і деяких режимах програмного навантаження. В усіх випадках спостерігався зв'язок щільності смуг ковзання з кількістю циклів навантаження і рівнем напружень.

Раніше [1] було показано, що монокристалічні індикатори можуть бути застосовані для контролю накопичення пошкодження як при циклічному, так і при статичному навантаженні. В представленому експерименті була проведена спроба поєднання цих можливостей в програмному режимі.

На рис. 1 показано результати вимірювання щільності смуг ковзання на монокристалі, поверхня якого співпадала з кристалографічною площиною $\{110\}$ і напрямком $[221]$ вздовж осі навантаження. Циклічне навантаження проводилось на двох ступенях з переходом з меншого рівня напружень (140 МПа) на більший (180 МПа). Величина статичного навантаження, яке виконувалось після циклічного напруження, становила 400 МПа. Як видно з наведених графіків інтенсивність формування смуг ковзання прискорюється зі збільшенням рівня напружень.

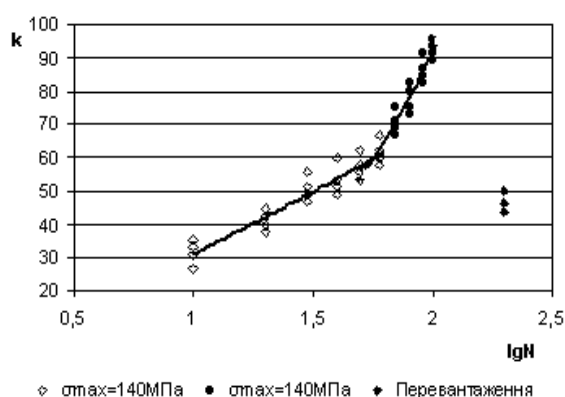


Рис. 1. Зміна щільності смуг ковзання в процесі навантаження

В результаті дії статичного навантаження на поверхні монокристалу формувались смуги ковзання іншої орієнтації, що відрізняло їх від смуг втомного походження. Таким чином була показана можливість індикації статичних перевантажень, що діють на фоні циклічних навантажень.

Дослідження монокристалічних індикаторів різної кристалографічної орієнтації показало, орієнтація суттєво впливає як на інтенсивність процесу формування смуг ковзання, так і на зовнішні ознаки смуг ковзання.

В деяких випадках на поверхні формуються дефектні структури, які не можуть бути кількісно описані за наведеною вище методикою, тобто підрахунком щільності смуг ковзання. Так, при дослідженні монокристалів з площиною поверхні $\{100\}$ і напрямком вздовж осі зразку $[100]$ формуються структу-

ри, для кількісної оцінки яких доцільно використання методів фрактальної геометрії.

Результати дослідження еволюції мікротвердості

Спостереження за змінами мікротвердості проводились на фіксованих кристалітах мульткристалічних зразків. Вимірювання показали, що при першому ж циклі навантажування відбувається зміцнення зерен (рис. 2). Причому зерна, які мають в початковому стані найменшу твердість, зміцнюються з більшою інтенсивністю. Приріст мікротвердості в таких зернах на перших циклах складає в середньому 85 %, тоді як в зернах з найбільш високою вихідною твердістю він складає не більше 15 %.

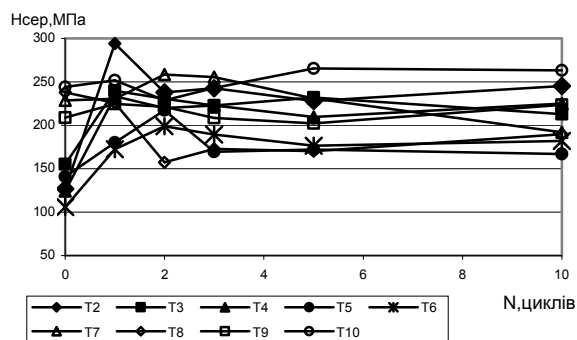


Рис. 2. Зміни мікротвердості кристалітів АД-1 при перших циклах навантаження

Наступне зниження мікротвердості в менш твердих зернах менш значне і, як правило, не досягає початкового значення. На деяких зернах після знеміцнення спостерігається повторне збільшення мікротвердості, що можна пояснити їх схильністю до множинного ковзання. До того ж процес зміцнення, який продовжується, після декількох циклів навантажування уповільнюється, так як зміцнення з поверхневих шарів металу під дією циклічних навантажень починає розповсюджуватись углиб металу.

Після 50 циклів навантажування в усіх зернах спостерігається відносна стабілізація зміни мікротвердості. Можна виділити дві групи зразків, у яких при подальших дослідженнях було виявлено ідентичні параметри утворення і розповсюдження втом-

них тріщин. У зразків першої групи $H_{50} < 220$ МПа (зразки Т-2, Т-5, Т-6, Т-7, Т-8), у зразків другої групи $H_{50} > 220$ МПа (зразки Т-3, Т-4, Т-9, Т-10).

Первинний візуальний аналіз стану зразків після їх втомного руйнування дозволив зробити висновок про деякі особливості розповсюдження втомних тріщин в кристалітах алюмінієвого сплаву АД-1: а) в усіх випадках тріщина має транскристалітний характер; б) напрямок розповсюдження тріщини може змінюватися при переході тріщини через границю зерна, тобто зі зміною кристалографічної орієнтації; в) в деяких випадках напрямок розповсюдження втомної тріщини не змінюється при переході границь зерен, що може бути обумовлено однорідністю структури зерен.

За результатами моніторингу тріщин було виявлено залежності довжини тріщини від кількості циклів навантаження і швидкості розповсюдження тріщини від розмаху коефіцієнту інтенсивності.

Аналіз отриманих даних (рис. 3) показав, що число циклів до руйнування знаходиться в інтервалі від 52 до 270 тис. циклів, тобто відрізняється на 80 процентів. Різниця в числі циклів до появи тріщини довжиною 1,5 мм знаходиться в діапазоні від 20 до 244 тисяч циклів, що складає 90 процентів.

Для аналізу кінетики поширення тріщини застосована залежність швидкості росту втомної тріщини dl/dN від інтенсивності напружень, що описується рівнянням Периса, яке пов'язує швидкість розповсюдження втомної тріщини зі зміною коефіцієнта інтенсивності у вершині тріщини поточної довжини в межах циклу $\Delta K = K_{\max} - K_{\min}$,

$$dl/dN = C_1(\Delta K)^n,$$

де $K_{\max}$ і $K_{\min}$ – відповідно коефіцієнти інтенсивності напружень при максимальному і мінімальному навантаженні циклу; C_1 – константа, що залежить від навантаження і частоти; n – показник, що змінюється в різноманітних металах від 2 до 10, пов'язаний, з рівнем залишкових напружень при вершині тріщини [5].

Встановлено, що деформаційне зміцнення в силу своєї дислокаційної природи, а також формування і

розповсюдження втомних тріщин залежить від кристалографічної орієнтації об'ємів металу, де відбувається локалізація пошкодження і руйнування. Зміна мікротвердості є параметром, який характеризує процес зміцнення, отже можна припустити, що мікротвердість, тривалість інкубаційного періоду втоми, тривалість стадії розповсюдження тріщини і кінетичні параметри втомних тріщин є характеристиками, що пов'язані з кристалографічною орієнтацією.

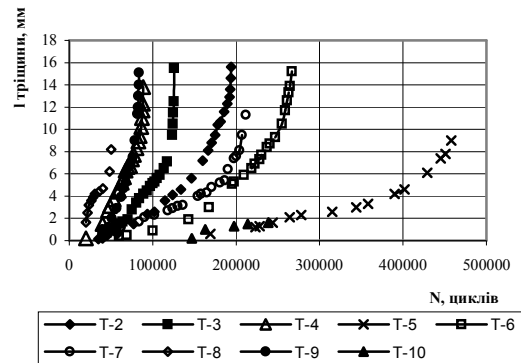


Рис. 3. Залежність довжини тріщини від кількості циклів навантаження кристалітів сплаву АД-1

В результаті даних досліджень було визначено найбільш важливі для різних стадій втоми орієнтаційні параметри, які можуть застосовуватися при проведенні аналізу впливу кристалографічного фактору на процес накопичення деформаційного пошкодження.

При проведенні аналізу експериментальних даних було розглянуто роль в процесі накопичення пошкодження наступних орієнтаційних параметрів: максимального фактору Шміда $S_{\max}$, що визначає максимальні напруження зсуву при заданих умовах навантаження; так званого Q -фактору, який обчислюється як відношення другого за величиною фактору Шміда до першого і свідчить про схильність кристалу до множинного або одиничного; геометричні параметри положення поздовжньої вісі кристалу відносно головних осей стандартного кристалографічного трикутника.

Пошук зв'язку між означеними параметрами і механічними характеристиками виявився результативним. Отримано залежність тривалості інкубацій-

ного періоду втоми від значення максимального фактору Шміда.

Середня кількість циклів навантаження до формування тріщини довжиною $l = 1,5$ мм для групи зразків, в яких максимальний фактор Шміда не перевищував 0,4, відрізняється на 75 процентів від зразків з максимальним фактором Шміда більше 0,4. При цьому мінімальна кількість циклів навантаження до формування тріщини довжиною $l = 1,5$ мм для першої групи зразків дорівнює 198000 циклів, а для другої – 20000 циклів. Максимальна кількість циклів навантаження до формування тріщини довжиною $l = 1,5$ мм для першої групи зразків дорівнює 244000, для другої – 88000 циклів.

При плануванні експерименту було зроблено припущення, що зміна мікротвердості, яка є результатом деформаційного зміцнення, визначає кінетичні характеристики руйнування. Проведений експеримент підтвердив сказане припущення. Отримано зв'язок мікротвердості після циклічного напруження $N = 50$ циклів з тривалістю зростання тріщини від $l = 1,5$ мм до руйнування.

Аналіз даних про зв'язок мікротвердості з кристалографічною орієнтацією виявив особливості, які до цього часу не враховувались при встановленні орієнтаційних залежностей характеристик міцності. Встановлено, що для кристалітів, які схильні до одиничного ковзання і кристалітів, схильних до множинного ковзання, залежність мікротвердості від максимального фактору Шміда має протилежний характер. При цьому вважається, що до одиничного ковзання схильні кристали, в яких значною є різниця між напруженнями зсуву в площинах ковзання з максимальним і другим за величиною факторами Шміда. Кристалами, схильними до одиничного ковзання умовно можна вважати кристали з Q -фактором, який не перевищує 0,9. Якщо значення Q -фактора перебільшує 0,9, такі кристали вважаються схильними до множинного ковзання.

У випадках, коли Q -фактор менше 0,9, збільшення приведених напружень зсуву в первинній системі

призводить до підвищення мікротвердості ДН (деформаційного зміцнення).

Якщо кристалографічна орієнтація сприяє множинному ковзанню, приведені напруження зсуву в первинній системі не забезпечують деформаційне зміцнення (підвищення мікротвердості ДН). Можна вважати, що в такому випадку не є значною роль первинної системи ковзання.

Висновки

Отримані результати дозволяють кількісно оцінити вплив кристалографічної орієнтації на тривалість інкубаційного періоду втоми і кінетику деформаційного рельєфу, визначити вплив кристалографічної орієнтації на процес деформаційного зміцнення, зв'язати мікротвердість з кінетикою тріщини.

Література

1. М.В. Карускевич, Е.Э. Засимчук, А.И. Радченко. Метод и датчик автономного неразрушающего контроля поврежденности и исчерпания несущей способности деталей и конструкций // Проблемы прочности. – 1990. – № 12. – С. 110 – 114.
2. Радченко О.І., Корчук О.Ю. Измерение микротвердости как способ исследования дискретных процессов при усталости монокристаллов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. Збірник наукових праць. – Х.: "ХАГ". – 2002. – Вип. 34. – С.181 – 185.
3. Иванова В.С. Усталостное разрушение металлов. – М.: «Металлургия», 1963. – 272 с.
4. Радченко А.И., Карускевич М.В., Наим В.Р. Управление размерами квазимонокристаллов алюминиевого сплава при их изготовлении // Проблемы прочности. – 1994. – № 5. – С. 41 – 44.
5. Микляев П.Г., Нешпар Г.С., Кудряшов В.Г. Кинетика разрушения. – М.: Металлургия, 1979. – 279 с.

Надійшла до редакції 29.04.2005.

Рецензент: д-р технічних наук, проф. В.В. Астанін, Національний авіаційний університет, Київ.

УДК 629.7.036 : 539.4

Н.Н. КОСТИН, А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ*Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро “Прогресс” им. академика А.Г. Ивченко, Украина*

АНАЛИЗ РАЗБРОСА СВОЙСТВ НОВЫХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ ПОСТРОЕНИИ КРИВЫХ МАЛОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ

В работе проанализирована возможность применения разброса свойств нового материала при построении кривых малоциклового усталости по данным результатов испытаний образцов по определению их характеристик кратковременной прочности. Показано, что в диапазоне нагружения 10^3 - 10^5 циклов возможно использовать результаты испытаний на МЦУ как при «жестком», так и при «мягком» нагружениях.

малоцикловая усталость, предел прочности, предел текучести, циклическая долговечность, разброс свойств, критерий прочности, концентрация напряжений

Введение

Для оценки циклической долговечности деталей при проектировании новых авиационных двигателей используются новые перспективные авиационные материалы. При построении кривых малоциклового усталости этих материалов с учетом разброса свойств (принцип «-3σ») иногда удобнее использовать данные определения предела прочности или предела текучести образцов.

В работе приведен сравнительный анализ разброса свойств по данным испытаний образцов на малоцикловую усталость и по данным определения предела кратковременной прочности, предела текучести, широко применяемых в турбинах авиационных двигателей никелевых сплавов ЭИ698-ВД и ЭП742-ИД.

Кроме этого рассмотрена возможность использования кривых малоциклового усталости с учетом разброса свойств при мягком нагружении для анализа циклической долговечности деталей.

Формулирование проблемы

Проектирование деталей авиационных двигателей предполагает использование новых авиационных материалов с более высокими прочностными характеристиками, чем у материалов, применяемых

на серийных двигателях. Для анализа прочности и циклической долговечности деталей необходимо иметь ряд механических свойств материалов и кривые малоциклового усталости.

Кривые малоциклового усталости необходимо строить с учетом разброса свойств материалов, полученных при испытаниях образцов на малоцикловую усталость.

Для новых материалов на начальных стадиях жизненного цикла двигателя удобнее пользоваться данными по разбросу свойств, полученными по результатам испытаний образцов по определению предела прочности или предела текучести, которые имеются для каждой заготовки диска. Возможность использования таких данных требует более подробного рассмотрения.

Решение проблемы

Приведенное в [1] исследование прочности при малом числе циклов (до 10^4 – 10^5) на образцах с концентрацией напряжений и анализ кинетики напряженного состояния по числу циклов нагружения позволили сделать вывод о том, что в качестве критерия прочности деталей при малом числе циклов может быть выбрана величина разрушающего напряжения, определяемая по кривой малоциклового

усталости мягкого нагружения. Для материалов циклически упрочняющихся и стабильных это нашло экспериментальное подтверждение в исследованном диапазоне чисел циклов.

В статье [2] рассмотрены закономерности малоциклового разрушения при мягком и жестком симметричном и асимметричном нагружениях. На основании проведенных экспериментальных исследований показано, что при больших деформациях в области до 10^3 циклов в зависимости от типа испытаний кривые малоциклового усталости при мягком и жестком нагружениях отличаются существенно. В области сравнительно малых упругопластических деформаций (более 10^3 циклов) кривые малоциклового усталости при мягком и жестком нагружениях различаются мало. Поэтому будем рассматривать результаты испытаний образцов при мягком нагружении для диапазона 10^3 – 10^5 циклов.

Запишем формулу кривой малоциклового усталости в виде [3]:

$$\lg N = A - B \cdot \sigma, \quad (1)$$

где N – число циклов до разрушения; A, B – постоянные коэффициенты; σ – напряжение, при котором определяется циклическая долговечность детали до разрушения.

При построении кривых малоциклового усталости, принимаемых для расчетов, следует учитывать разброс свойств материала. Для этого требуется определить среднее квадратическое отклонение $S_{\lg N}$.

С учетом разброса свойств формула примет вид:

$$\lg N = A - B \cdot \sigma - K \cdot S_{\lg N}, \quad (2)$$

где K – толерантный множитель.

Рассмотрим (2) для случая применения разброса свойств по данным определения предела кратковременной прочности ($S\sigma_0$) и предела текучести ($S\sigma_{0,2}$) при 20 °С. Тогда уравнение (2) для определения циклической долговечности деталей примет следующий вид:

$$\lg N = A - B (\sigma + K_1 \cdot S\sigma_0); \quad (3)$$

$$\lg N = A - B (\sigma + K_1 \cdot S\sigma_{0,2}), \quad (4)$$

где K_1 – толерантный множитель.

Для оценки возможности использования при построении кривой малоциклового усталости разброса свойств по данным определения предела кратковременной прочности и предела текучести проведем исследование по имеющимся данным для широко применяемых в турбинах никелевых сплавах ЭИ698-ВД и ЭП742-ИД.

В табл. 1 – 3 на основе осредненных данных по большому количеству образцов (при определении $S\sigma_0$, $S\sigma_{0,2}$ более 1000 образцов – для сплава ЭИ698-ВД, более 500 образцов – для сплава ЭП742-ИД) приведены результаты определения циклической долговечности детали по экспериментальным кривым малоциклового усталости для гладких образцов сплавов ЭИ698-ВД и ЭП742-ИД по формулам (2), (3) и (4). При этом для упрощения принято: $K = 1$; $K_1 = 1$.

Результаты определения циклической долговечности детали с учетом $S\sigma_0(N2)$ и $S\sigma_{0,2}(N3)$ приведены в сравнении с результатами определения циклической долговечности, полученной при применении $S_{\lg N}(N1)$.

Как видим, циклическая долговечность деталей с учетом использования разброса свойств $S\sigma_0$ близка к циклической долговечности, полученной с использованием разброса свойств $S_{\lg N}$. При применении разброса свойств $S\sigma_{0,2}$ получено более существенное отличие от результатов с применением разброса свойств $S_{\lg N}$. Поэтому при построении кривых малоциклового усталости с учетом разброса свойств лучше использовать $S\sigma_0$.

Для материалов, используемых на серийных двигателях, имеются данные по испытаниям на малоцикловую усталость и по определению характеристик кратковременной прочности для большого количества образцов.

Небольшое количество испытанных образцов для новых материалов чаще всего приводит к существенному увеличению $S\sigma_0$ по сравнению с раз-

бросом свойств материалов, применяемых на серийных двигателях, что значительно снижает расчетную циклическую долговечность деталей.

Таблица 1

Результаты определения циклической долговечности детали по формуле (2)

Материал	t , °C	σ , кг/мм ²	$N1$, циклов
ЭИ698-ВД	400	90	17652
ЭИ698-ВД	550	90	2504
ЭИ698-ВД	650	90	1354
ЭП742-ИД	400	100	11287
ЭП742-ИД	550	100	6614
ЭП742-ИД	650	100	1144

Таблица 2

Результаты определения циклической долговечности детали по формуле (3)

Материал	t , °C	σ , кг/мм ²	$N2$, циклов
ЭИ698-ВД	400	90	16881(–4,37%)
ЭИ698-ВД	550	90	2333(–6,82%)
ЭИ698-ВД	650	90	1305(–3,61%)
ЭП742-ИД	400	100	10043(–11,0%)
ЭП742-ИД	550	100	6190(–6,41%)
ЭП742-ИД	650	100	1195(4,45%)

Таблица 3

Результаты определения циклической долговечности детали по формуле (4)

Материал	t , °C	σ , кг/мм ²	$N3$, циклов
ЭИ698-ВД	400	90	18595(5,34%)
ЭИ698-ВД	550	90	2488(–0,63%)
ЭИ698-ВД	650	90	1430(5,61%)
ЭП742-ИД	400	100	8147(–27,81%)
ЭП742-ИД	550	100	5463(–17,4%)
ЭП742-ИД	650	100	1083(–4,45%)

Указанное снижение циклической долговечности пойдет в запас по циклической долговечности детали.

Приведенный выше анализ показывает, что при проектировании новых двигателей до получения более достоверных данных по разбросу свойств нового материала можно использовать $S\sigma_g$.

Выводы

1. Для новых авиационных материалов при построении кривых малоциклового усталости с учетом разброса свойств до получения данных по испытаниям большого количества образцов на малоцикловую усталость можно использовать $S\sigma_g$ вместо S_{lgN} .

2. В диапазоне $10^3 - 10^5$ циклов результаты испытаний образцов на малоцикловую усталость до разрушения при жестком и мягком нагружениях близки [1, 2].

Литература

1. Ларионов В.В. Кинетика напряженного состояния и разрушение в зонах концентрации при циклическом упрочнении. Сопротивление деформированию и разрушению при малом числе циклов нагружения. – М.: Наука, 1967. – 171 с.
2. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
3. Балашов Б.Ф., Биргер И.А., Бычков Н.Г. Ресурсное проектирование авиационных ГТД. Вып. 1. – М.: ЦИАМ, 1990. – 207 с.

Поступила в редакцию 19.05.2005

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

УДК 621.785.53

О.Л. ЛУКЬЯНЕНКО¹, Г.В. ПУХАЛЬСКАЯ², Л.П. СТЕПАНОВА²,
С.В. ЛОСКУТОВ²

¹ОАО «Мотор Сич», Украина²Запорожский национальный технический университет, Украина

ПОВЫШЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА ИЗ СПЛАВА VT8M

В статье рассмотрено влияние комплексного упрочнения лопаток I-й ступ. компрессора из титанового сплава VT8M на формирование текстуры, остаточных напряжений и сопротивление усталости.

Компрессор, сплав VT8M, лопатка, остаточное напряжение, сопротивление усталости

Введение

Одними из высоконагруженных деталей в значительной мере определяющих ресурс вертолетного двигателя ТВЗ-117, являются лопатки I-й ступ. компрессора из титанового сплава VT8M. Анализ отказов компрессоров показывает, что в основном это происходит из-за эрозионных повреждений лопаток и разрушений входных кромок при соударении с инородными телами.

Поэтому повышение несущей способности (параметров выносливости и сопротивления воздействию эрозии) лопаток компрессора, работающих при воздействии знакопеременных нагрузок и центробежных сил, является актуальной задачей, решаемой комплексной обработкой на финишных операциях технологического процесса.

Решение такой задачи базируется на определении закономерностей формирования характеристик поверхностного слоя и параметров выносливости серийных лопаток после нанесения диффузионного покрытия с последующим поверхностным деформационным упрочнением.

При жестких условиях эксплуатации по причине снижения параметров выносливости из-за значительного количества и размеров эрозионных повреждений неоднократно имел место сьем двигателя.

В работе [1] показано, что лопатки компрессора в процессе эксплуатации подвергаются воздействию песка, пыли и др. частиц, что приводит к появлению эрозионных повреждений на поверхности пера в виде питтинга и срезания входной и выходной кромок, снижающих сопротивление усталости.

Следует отметить, что эрозионные повреждения создают не только концентраторы напряжений, но и приводят к значительному изменению геометрических параметров лопаток, что ухудшает их эксплуатационные характеристики.

При работе двигателя, как отмечено в работе [2] наибольшие растягивающие напряжения в лопатках первых ступеней компрессора вызывают центробежные силы. Лопатки из титановых сплавов очень чувствительны к концентраторам напряжений в виде надрезов (царапин), резко снижающих сопротивление усталости. Следовательно, для этих лопаток упрочняющая обработка, сопровождающая формированием текстуры и остаточных сжимающих напряжений, более эффективна.

Формирование характеристик поверхностного слоя лопаток компрессора из титановых сплавов при различных отделочно-упрочняющих методах обработки происходит в результате взаимосвязанных явлений, происходящих в очаге деформирования и в прилегающих к нему зонах: многократных упруго-

пластических деформаций, приводящих к изменению пластических свойств металла, фазового состава и микроструктуры.

Барьерный эффект упрочненного приповерхностного слоя глубиной порядка размера зерна связан с затруднительностью выхода дислокаций и эстафетной передачей деформаций из внутренних объемов металла. Дислокации также задерживаются границами упрочненных зерен приповерхностного слоя. Большое значение имеет соотношение деформированного слоя и внутреннего объема металла, поскольку это связано с формированием остаточного напряженного состояния.

1. Формулирование проблемы

Одна из важнейших проблем для ГТД – это защита лопаток I-й ступени компрессора от эрозионных повреждений, резко снижающих сопротивление усталости.

Для увеличения стойкости лопаток к эрозии в настоящее время на некоторых двигателях (ТВЗ-117ВМА-СБМ1) применяется покрытие нитрид титана (TiN), которое наносится вакуумным ионно-плазменным методом толщиной 2 ... 4 мкм.

Целью работы является обеспечение несущей способности лопаток компрессора из титановых сплавов формированием рационального сочетания характеристик поверхностного слоя путем нанесения плазменного покрытия и поверхностным пластическим деформированием, обеспечивающих высокие показатели выносливости и износостойкости.

2. Результаты исследования

Для оценки эффективности комплексного упрочнения пера лопаток из сплава ВТ8М были проведены исследования выносливости, текстуры и остаточных напряжений.

Для повышения эрозионной стойкости лопаток I-й ступ. компрессора из сплава ВТ8М применяли покрытие TiN методом КИБ.

Были проведены исследования по эффективности применения комплексной обработки лопаток – напыление нитридом титана TiN + ультразвуковое упрочнение шариками (УЗУ). Ультразвуковое упрочнение шариками лопаток выполняли в течение 10 мин по серийной технологии после виброполирования (ВП). Оценка эффективности комплексной обработки проводили по результатам испытаний на усталость лопаток после наработки (Н. 833 ч) ускоренным методом «лестницы» на базе $2 \cdot 10^7$ циклов.

Испытания на усталость лопаток проводили на электродинамическом вибростенде ВЭДС-200 при симметричном цикле нагружения, окружающей температуре и частоте собственных колебаний по первой изгибной форме $f = 600 \dots 630$ Гц. Величину задаваемого напряжения определяли при помощи тензодатчика, наклеенного на спинке лопатки в месте действия максимальных вибронапряжений. Испытания лопаток прекращали при падении частоты собственных колебаний на 3...5%, что соответствовало появлению микротрещины длиной 1...2 мм. Расчет среднего значения предела выносливости для вероятности разрушения 50 % производили по разрушенным лопаткам (σ_{-1}^P).

Результаты статистической обработки результатов испытаний представлены в табл. 1.

Одним из важных параметров выносливости, характеризующих уровень долговечности при напряжениях выше предела выносливости, является коэффициент живучести [3]. Живучесть характеризуется относительным количеством циклов до разрушения. По результатам испытаний лопаток на усталость был рассчитан коэффициент живучести K_i по следующей формуле:

$$K_i = \frac{\sum_{i=1}^n \sigma_i \cdot N_i}{n \cdot N_{\sigma} \sigma_{-1}^P},$$

где σ_i , N_i – напряжение и число циклов до разрушения лопаток при испытании на усталость; n – число лопаток, испытанных при уровнях напряжений, пре-

вышающих рассчитанное значение предела выносливости σ_{-1}^P ; N_0 – базовое число циклов при испытании лопаток на усталость ($2 \cdot 10^7$ цикл); σ_{-1}^P – предел выносливости лопаток, МПа.

Таблица 1

Параметры выносливости лопаток

Параметры выносливости, МПа	ВП	ВП + КИБ	ВП + КИБ + УЗУ
$\bar{\sigma}_{-1}$	518	590	614
$\bar{S}_{\sigma-1}$	8,7	26,8	35
$\sigma_{-1}(p=10\%)$	507	556	575

Одной из наиболее эффективных характеристик поверхностного слоя лопаток компрессора являются остаточные сжимающие напряжения, уменьшающие уровень динамических напряжений от изгибно-крутильных колебаний и статических напряжений от действия центробежных сил, что уменьшает вероятность зарождения усталостных трещин, в том числе и при наличии эксплуатационных повреждений на кромках пера лопаток. Поэтому появляется возможность управлять несущей способностью лопаток с целью получения максимально возможной долговечности за счет регулирования параметров остаточных напряжений отделочно-упрочняющими методами.

Для оценки влияния комплексной обработки на формирование напряженного состояния поверхностного слоя пера лопаток I-й ступ. компрессора из сплавов ВТ8М были определены остаточные напря-

жения рентгеноструктурным методом на дифрактометре ДРОН-3М.

Для исследований применяли излучение $\text{Co}\beta$ при размере рентгеновского пучка 1×10 мм [4]. Измерения напряжений выполняли на входной кромке и в средней части лопаток со стороны спинки. Использовали несколько (3...5) углов ψ и три съемки с одного и того же места лопатки при каждом из этих углов. Площадь облучаемого участка на поверхности образца составляла 1...10 мм.

Величину микронапряжений II-го рода (остаточные микродеформации, отн. ед.) оценивали по уширению дифракционных пиков. Измерения выполнялись на кобальтовой трубке (КВ-линия) при ускоряющем напряжении 30кВ и токе 30мА. Осуществляли трёхкратное сканирование поверхности с шагом 0,1 град и постоянной времени 7с.

В качестве рабочих линий выбраны линии (220) и (330). Ширина линий исходного образца (без микронапряжений) определена на образце после вакуумного отжига при температуре 900°C и выдержке в печи 4,5 ч.

Качественный анализ уровня микронапряжений второго рода проводили по величине размера дифракционных линий. Увеличение размера находили путем вычисления интегральной ширины линии по кривой распределения ее интенсивности, которая представляет собой отношение интегральной интенсивности дифракционного профиля к высоте ее максимума.

Результаты исследований представлены в табл. 2.

Таблица 2

Значения остаточных напряжений у поверхности лопаток

Способ обработки	Остаточные напряжения σ , МПа		Остаточные микродеформации, отн. ед	
	Спинка	Входная кромка	Спинка	Входная кромка
ВП	–301	–348	$2,7 \cdot 10^{-3}$	$1,9 \cdot 10^{-4}$
ВП + КИБ + УЗУ(10)	–545	–615	$2,4 \cdot 10^{-3}$	$2,5 \cdot 10^{-3}$

Как видно из табл. 2 после комплексной обработки уровень остаточных сжимающих напряжений

I-го рода увеличивается практически в два раза по сравнению с виброполированием.

Большой интерес представляет вопрос взаимосвязи характеристик покрытия с изменениями в структуре поверхностного слоя лопаток. Исследовали структурные изменения, фазовый состав, формирование текстуры α -фазы, а также самого покрытия TiN с помощью рентгеноструктурного анализа в медном излучении с монохроматизацией дифракционного излучения.

Обработка экспериментальных данных осуществлялась с помощью компьютера, сопряженного с дифрактометром ДРОН-1.

Характер текстуры α -фазы оценивали с использованием дифракционных линий 004 и 110 по методике, разработанной в работе [5]. Соотношение интенсивности выбранных линий обозначено параметром $\varepsilon = I_{004}/I_{110}$. Дифракционное отражение 4-го порядка 004 получено при дифракции рентгеновских лучей от плоскостей базисного типа (0001), плоскости $(11\bar{2}0)$, характеризующей наличие призматической компоненты в текстуре α -фазы. Характер изменения параметра ε давал возможность качественно охарактеризовать кристаллографическую ориентацию зерен α -фазы, возникающую в процессе различных обработок. Такая информация носит сравнительный качественный характер и не может претендовать на количественную оценку текстуры, так как на интенсивность дифракционных линий, кроме текстуры, влияют также другие факторы интенсивности для различных дифракционных максимумов. Надежность такой оценки подтверждается низким значением параметра ε , равного 0,42 для порошкового нетекстурованного материала лопатки.

Оценивали также влияние ориентации зерен α -фазы на формирование текстуры нитридного покрытия TiN. Наличие преимущественного роста кристаллитов TiN выявлено с использованием параметра $p = I_{111}/I_{200}$, в числителе которого I_{111} – интенсивность линии 111, а в знаменателе – I_{200} – интенсивность линии 200. О формировании существенной текстуры покрытия можно было судить по значительному превышению параметра p для всех

образцов по сравнению с таким же параметром для нетекстурованного образца нитрида титана полученного измельчением слоя покрытия в порошок.

Проведено сравнительное изучение структуры поверхностного слоя лопаток после виброполирования (ВП), а также ультразвуковой обработкой шариками с предварительным нанесением покрытия TiN.

Как показал анализ (табл. 3) при обработке шариками деформация в поверхностном слое способствовала увеличению зерен α -фазы ориентированных относительно поверхности лопатки базисной плоскостью (0001). После УЗУ параметр ε для спинки составлял 2,0, в тоже время после виброполирования без обработки УЗУ ε равняется 1,09. Кромка в процессе изготовления лопатки подвергалась значительно большей деформации по сравнению со спинкой и при обработке УЗУ наклепывается значительно меньше.

Таблица 3

Параметры ε и p , характеризующие текстурованность поверхностного слоя лопаток

Способ обработки	$\varepsilon = I_{004}/I_{110}$		$p = I_{111}/I_{200}$	
	Спинка	Входная кромка	Спинка	Входная кромка
ВП	1,09	1,38	6,2	3,2
ВП + КИБ + УЗУ(10)	2,00	1,80	14,6	13,2

Анализ текстуры покрытия показал существенное совпадение характера изменения значений параметра p для покрытия (табл. 3) и параметра ε для α -фазы.

Полученные результаты можно объяснить, учитывая следующие соображения. Известно [6], что в зависимости от типа кристаллической решетки преимущественную скорость роста имеют плоскости с наибольшей ретикулярной плоскостью и наибольшим межплоскостным расстоянием, какой и является плоскость (111) для ГЦК решетки нитрида титана. Величина параметра p , полученного для нетекстурованного нитридного покрытия, снятого с поверхности лопатки и измельченного в порошок, равна 0,55.

Существенное превышение значений параметра p для упрочненной лопатки свидетельствует о преимущественной ориентации зерен нитридного покрытия, когда параллельно поверхности лопатки в покрытии зерна ориентированы плоскостями (111), что должно благоприятно влиять на износостойкость, так как плоскость (111) является наиболее плотноупакованной.

В работе [7] сообщается, что наилучшими эксплуатационными характеристиками обладают износостойкие покрытия TiN, ориентированные плоскостью (111) на быстрорежущем инструменте.

Возникновение преимущественной текстуры нитридного покрытия будет определяться наиболее благоприятным ориентационным сопряжением кристаллических решеток подложки и покрытия [8]. Близкие характеристики структуры в этом плане имеют плоскость (111) ГЦК решетки нитрида титана и базисная плоскость (0001) ГПУ решетки α -фазы. Расчеты показывают, что расстояние между атомами в наиболее плотноупакованной плоскости (111) составляет $t = \frac{a\sqrt{2}}{2} = 2,98 \text{ \AA}$, (где $a = 4,23 \text{ \AA}$ – период решетки TiN). Параметр решетки α -Ti равняется приблизительно $2,95 \text{ \AA}$ и определяется уровнем легирования сплава. Именно это значение характеризует расстояние между атомами в плоскости (0001) α -фазы. Таким образом, если на поверхности лопатки, как на подложке, большинство зерен ориентировано базисной плоскостью (0001), то межфазная граница между покрытием и поверхностью лопатки, по-видимому, скорее всего, будет когерентной, что обеспечивает преимущественное развитие в процессе формирования покрытия кристаллов TiN с наиболее благоприятной ориентировкой (111).

Заключение

Проведенные исследования показали, что комплексное упрочнение сопровождается формирова-

нием благоприятных характеристик поверхностного слоя, что приводит к повышению среднего значения предела выносливости с 518 (ВП) до 614 МПа и с учетом рассеяния σ_{-1}^p с 507 (ВП) до 575 МПа.

Литература

1. Формирование характеристик поверхностного слоя лопаток компрессора комплексной обработкой / В.А. Богуслаев, П.Д. Жеманюк, В.К. Яценко и др. // Вестник двигателестроения. – 2003. – № 1. – С. 41 – 46.
2. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. – М.: Машиностроение, 1981. – 368 с.
3. Повышение несущей способности деталей машин алмазным выглаживанием / В.К. Яценко, Г.З. Зайцев, В.Ф. Притченко и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
4. Повышение точности и производительности рентгенодифрактометрических измерений макроскопических напряжений / Б.А. Серпецкий, С.В. Лоскутов, В.В. Левитин и др. // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. Физические методы исследования и контроля. – 1998. – № 3. – С. 28 – 31.
5. Вплив технології виготовлення на текстурованість лопаток ГТД / П.Д. Жеманюк, В.Ю. Олыша-нецький, Л.П. Степанова и др. // Металознавство та обробка металів. – 1998. – № 3. – С. 22 – 27.
6. Шаскольская М.П. Кристаллография. – М. 1976. – 391 с.
7. Нанесение износостойких покрытий на быстрорежущий инструмент / А.А. Внуков, Л.В. Марков, Л.А. Лаврова, Н.Ю. Бердышев. – К.: Техника, 1992. – 143 с.
8. Бабад-Захрапин А.А., Кузнецов Г.Д. Текстурированные высокотемпературные покрытия. – М.: Автомиздат. – 1980. – 176 с.

Поступила в редакцию 8.06.2005

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

УДК 621.438.001.2:681.3.06

Ю.Я. ДАШЕВСКИЙ, Д.Н. ПИСЬМЕННЫЙ*ГП НПКГ «Зоря»-«Машипроект», Украина***ОСОБЕННОСТИ ДВУХМЕРНЫХ РАСЧЕТОВ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ГТД В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ ANSYS**

В статье представлены особенности выполнения расчетов температурного состояния деталей сложной конфигурации в программном комплексе ANSYS с использованием элемента SHELL57. Показана возможность его применения на примере моделирования замкового соединения диска с лопаткой в 2-D постановке. Приведены результаты сравнения 3-D и 2-D расчетов для одних и тех же деталей. Освещены достоинства и недостатки применения элементов SHELL57 для выполнения подобных расчетов.

температурное состояние, моделирование, программный комплекс ANSYS, замковое соединение

Тенденция повышения температуры газа на входе в турбину газотурбинного двигателя (ГТД) требует повышения точности расчетов температурного состояния его деталей и узлов. Повышение точности расчетов, кроме этого, позволяет сократить объем натурных испытаний в период доводки ГТД, что особенно актуально для двигателей большой мощности.

При определении температурного состояния деталей и узлов как в двухмерной (2-D), так и в трехмерной (3-D) постановке, широко применяется метод конечных элементов (МКЭ) [1], реализованный в различных программных комплексах, одним из которых является ANSYS [2, 3]. Естественным, что наиболее корректными для большинства деталей ГТД являются 3-D расчеты, т.е. расчеты с использованием тепловых моделей, геометрия которых в точности соответствует натурной. Однако, такие расчеты требуют достаточно мощной вычислительной техники и значительных затрат времени на создание 3-D модели. Кроме этого, создание 3-D моделей требует достаточно глубоких конструкторских проработок, отсутствующих на начальных стадиях проектирования. По этим причинам 3-D расчеты даже в настоящее время применяются достаточно ограниченно.

Весьма распространенными при этом остаются

более простые 2-D расчеты в плоской или осесимметричной постановке. Для выполнения таких расчетов для большинства тел необходимо выполнение специальных преобразований 3-D геометрии в 2-D модель с соблюдением целого ряда условий.

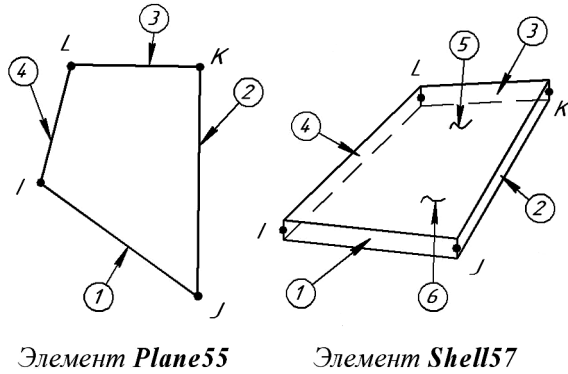
Однако, во многих случаях подобные преобразования приводят к значительным погрешностям, а зачастую даже не позволяют корректно оценить влияние тех или иных факторов на температуры деталей, что особенно важно для проекторочных расчетов. Одной из таких задач, к примеру, является расчет температурного состояния замкового соединения диска с рабочими лопатками.

Таким образом, существует потребность в относительно простом способе определения температурного состояния с помощью МКЭ с достаточной для практических целей точностью еще на ранних стадиях проектирования.

Весьма перспективным способом определения температурного состояния в таких случаях является 2-D моделирование в программном комплексе ANSYS с использованием элементов типа SHELL.

Суть предлагаемого способа заключается в использовании оболочечных элементов SHELL57 совместно с плоскими или осесимметричными элементами PLANE55. Применение элементов SHELL57 позволяет задавать толщины элемента и

граничные условия теплообмена не только на его гранях, но и на его поверхностях. Сравнительная схема элементов PLANE55 и SHELL57 приведена на рис. 1.



Элемент *Plane55*

Элемент *Shell57*

Рис. 1. Схема элементов PLANE55 и SHELL57

Отличия элементов SHELL57 от элементов PLANE55 выражаются в их математических моделях. Так интегральное уравнение, основанное на первом законе термодинамики, для плоского элемента типа PLANE55 можно записать следующим образом:

$$\int_S \left(\frac{\partial(c \rho T)}{\partial \tau} - \ddot{q} \right) ds = \int_{L1} (\lambda \cdot \text{grad } T \cdot \vec{n}) dl + \int_{L2} q_0 dl + \int_{L3} \alpha \cdot (T - T_v) dl,$$

где c , ρ , λ – соответственно теплоемкость, плотность и теплопроводность материала; T – температура; $\ddot{q}$ – удельное тепловыделение; $\vec{n}$ – орт внешней нормали; q_0 – удельный тепловой поток на границе; α , T_v – коэффициент теплоотдачи на границе и температура окружающей среды; $L1$ – внутренний участок контура (не граничащий с окружающей средой); $L2$ и $L3$ – внешние участки контура, на которых заданы граничные условия, соответственно, второго и третьего рода.

Аналогичное уравнение для элемента типа SHELL57 отличается от уравнения для элемента PLANE55 учетом толщины (δ) и дополнительного теплового потока с поверхности элемента и имеет следующий вид:

$$\int_S \delta \cdot \left(\frac{\partial(c \rho T)}{\partial \tau} - \ddot{q} - \alpha \cdot (T - T_v) \right) ds = \int_{L1} \delta \cdot (\lambda \cdot \text{grad } T \cdot \vec{n}) dl + \int_{L2} q_0 dl + \int_{L3} \alpha \cdot (T - T_v) dl.$$

Таким образом, двухмерная модель частично приобретает трехмерные возможности.

Для верификации данного метода моделирования, перед выполнением тепловых расчетов деталей ГТД, был выполнен ряд тестовых расчетов. Для примера можно рассмотреть расчет температурного состояния оребренной трубы, выполненный как в классической постановке, так и с использованием элементов SHELL57. Этот пример хорошо показывает особенности данного метода. Расчетная конечно-элементная схема и результаты расчета приведены на рис. 2.

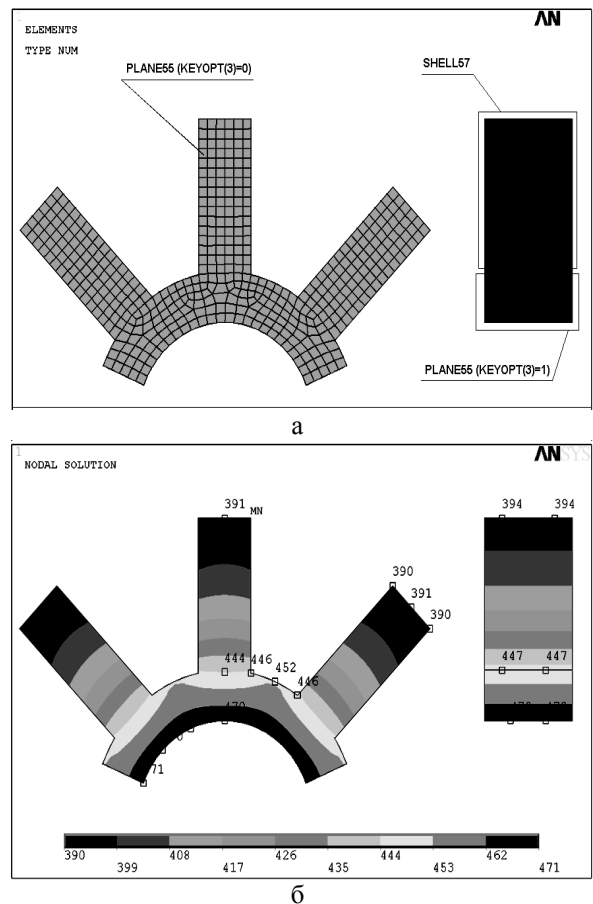


Рис. 2. Расчет оребренной стенки:
а – конечно-элементная схема;
б – результаты расчета

В результате расчета получено, что в данном случае разность плотностей тепловых потоков меж-

ду классическим расчетом и с использованием элементов SHELL57 не превышает 0,1 %. Необходимо отметить, что данный расчет выполнен для геометрических размеров и граничных условий, характерных для большинства узлов ГТД. При этом погрешность подобного расчета зависит от соотношения геометрических параметров и величины тепловых потоков.

Аналогичное сочетание элементов PLANE55 SHELL57 может быть использовано и при моделировании теплового состояния многих деталей и узлов ГТД.

Рассмотрим применение такого метода при моделировании замкового соединения диска турбины с неохлаждаемой рабочей лопаткой.

При таком моделировании плоская модель лопатки и модель диска в замковой части разбиваются на элементы типа SHELL57 с заданием соответствующей суммарной толщины на каждом участке, а модель диска в остальной части – осесимметричными элементами типа PLANE55.

Для обеспечения тепловой связи между диском и лопаткой обе конечно-элементные сетки соединяются дополнительными перемычками из элементов SHELL57 с суммарной толщиной, соответствующей площади контакта в замковом соединении из формального материала. Свойства такого материала перемычек определяются из условия сохранения величины коэффициента теплопроводности контакта.

В созданных таким образом моделях, к элементам типа SHELL57, граничные условия задаются как на гранях (позиции 1 – 4 на рис. 1), так и на их поверхностях (позиции 5, 6 на рис. 1). При этом значение коэффициента теплоотдачи необходимо корректировать коэффициентом моделирования, определяемого как отношение фактической площади теплообмена к площади теплообмена в модели.

В тоже время, к боковым поверхностям диска, заданным элементами PLANE55 прикладываются фактические граничные условия без учета какой-

либо коррекции коэффициентом моделирования.

Для оценки погрешности, связанной с применением данного метода, при моделировании температурного состояния узла замкового соединения было выполнено моделирование диска турбины газотурбинного двигателя как в 2-D постановке с помощью вышеуказанного метода, так и в 3-D постановке без какого-либо упрощения геометрии. Результаты этих расчетов приведены на рис. 3 и 4.

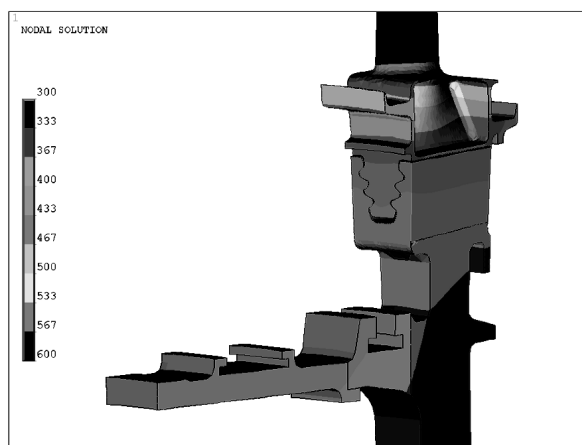


Рис. 3. Результаты расчета температурного состояния в 3-D постановке

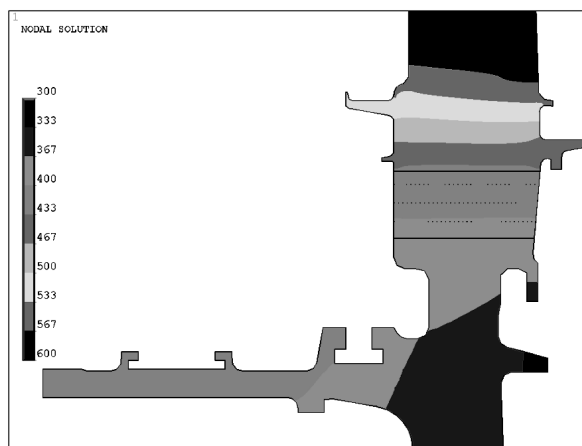


Рис. 4. Результаты расчета температурного состояния в 2-D постановке

На рис. 5 в графическом виде приведено сравнение результатов расчетов. Как видно из рисунков, 2-D модель очень хорошо отражает осредненные по толщине температуры лопатки и диска. При этом необходимо отметить, что для рис. 5 температуры из 3-D расчета принимались для диска в плоскости между лопатками (т.е. минимальные), а для лопат-

ки – в плоскости оси замка лопатки (т.е. максимальные). Из рис. 5 видно, что погрешность определения температуры замковой части диска и лопатки из-за приведения задачи к двумерной постановке не превысила 5 ... 7°C, что вполне приемлемо для проектировочных расчетов.

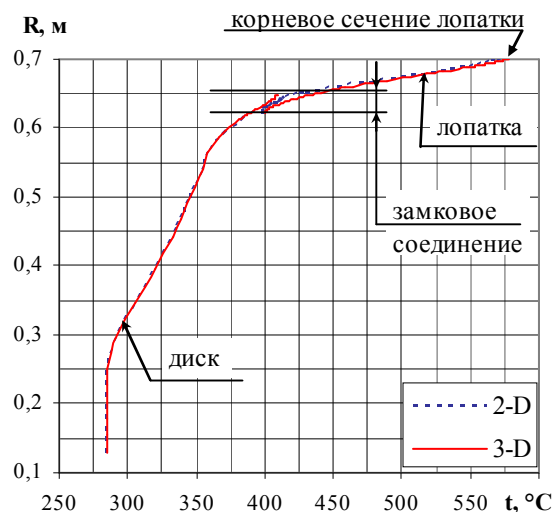


Рис. 5. Сравнение результатов расчета

При этом необходимо отметить существенную разницу во времени выполнения данного расчета в 3-D и 2-D постановке, что особенно актуально при выполнении нестационарных расчетов. Кроме этого, расчет этой задачи в двумерной постановке не требует применения достаточно мощных компьютеров.

Применение данного метода моделирования возможно также и для случаев с охлаждаемыми лопатками, где для профиля лопатки задается теплообмен как от газа, так и от охлаждающего воздуха. Однако в данном случае число участков с разными эквивалентными толщинами и граничными условиями существенно возрастает.

К недостаткам данного метода расчета температурного состояния следует отнести необходимость определения эквивалентных толщин стенок и коэффициентов моделирования для прикладываемых в качестве граничных условий коэффициентов теплоотдачи. Кроме этого, в результате расчета определяются только осредненные по окружности (по толщине) температуры.

Основное достоинство данного способа моделирования заключается в возможности с достаточной степенью точности определять температурное состояние деталей сложной формы на ранних этапах разработки конструкции без создания 3-D моделей. Также необходимо отметить простоту создания модели и изменения ее геометрических параметров. Так, например, без редактирования конечно-элементной модели можно изменить толщину пера или ножки лопатки, площадь контакта лопатки с диском, а также в короткое время выполнить расчеты задачи с разными наборами исходных данных, что необходимо для определения влияния тех или иных факторов на температурное состояние деталей. Кроме этого можно выполнить расчет температурного состояния всего ротора ГТД, результаты которого затем можно использовать для выполнения прочностных расчетов.

Анализ достоинств и недостатков расчетов температурного состояния в 2-D постановке с помощью элемента типа SHELL57 в программном комплексе ANSYS показывает целесообразность широкого применения данного способа наряду с расчетами в 3-D постановке.

Литература

1. Локай В.И., Бодунов М.Н., Жуйков В.В., Щукин А.В. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1985. – 216 с.
2. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.
3. Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. ANSYS для инженеров: Справ. пособие. – М.: Машиностроение-1, 2004. – 512 с.

Поступила в редакцию 9.06.2005.

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

УДК 661.96.001

А.А. СИРОТА

Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы

ВЛИЯНИЕ ДОБАВОК ВОДОРОДА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬГЕНЕРАТОРОВ

Рассмотрены результаты экспериментального исследования четырехтактного высокооборотного дизеля без наддува как с добавками водорода к основному дизельному топливу, так и без них. Приведена методика проведения испытаний и обработки экспериментальных данных, позволяющая определить зависимость эффективности работы дизеля по нагрузочной характеристике на разных режимах.

двигатель внутреннего сгорания, дизельгенератор, водородные топливные добавки, удельный расход топлива, коэффициент полезного действия

Введение

Постановка проблемы. Ведущими исследовательскими центрами по дизелестроению и фирмами-производителями дизелей проводятся фундаментальные исследования, направленные на повышение их топливной экономичности, снижение токсичности отработавших газов и улучшение эксплуатационных показателей, основные из которых – это устойчивая работа двигателя на частичных режимах, вибрация двигателя и износ его деталей, нагарообразование и способ очистки проточных частей.

Конечной целью работ по первому направлению является достижение характеристики подвода теплоты, обеспечивающей максимальный КПД цикла и минимальный расход топлива. Степень приближения этой характеристики к оптимальной при данных термодинамических условиях ведения процесса характеризует возможности дальнейшего снижения расхода топлива за счет совершенствования смесеобразования и горения и определяет целесообразность проведения работ в данном направлении [1, 2].

Анализ известных решений проблемы, выделение нерешенных задач, постановка цели и задач исследования. В настоящее время все большую реальность приобретает вопрос о постепенной заме-

не моторных топлив нефтяного происхождения различного рода альтернативными топливами. Одним из таких перспективных, энергоемких и экологически чистых топлив для тепловых двигателей является водород, который выгодно отличается по своим характеристикам от углеводородных топлив:

- скорость горения и коэффициент диффузии выше на порядок;
- теплотворная способность примерно в три раза выше;
- широкие концентрационные пределы воспламеняемости и горения;
- небольшая излучаемая способность пламени, что приводит к снижению радиационного обмена со стенками цилиндра.

Использование водорода в качестве основного топлива на транспортных средствах и в энергетических установках, в том числе и судовых, в настоящее время нецелесообразно из-за высокой пока что стоимости водорода и трудностей его хранения в больших количествах. Поэтому в настоящее время наиболее приемлемым способом применения водорода в двигателях внутреннего сгорания является частичная замена им углеводородного топлива, т.е. подача в цилиндр двигателя наряду с основными углеводородным топливом небольших добавок водорода.

Водород в цилиндр двигателя можно подавать следующими способами:

- вместе со свежим зарядом воздуха через всасывающий коллектор;
- через отдельный специальный клапан на ходе сжатия;
- через топливную форсунку;
- с помощью специального смесительного устройства, устанавливаемого перед топливной форсункой.

Каждый из перечисленных выше способов имеет свои преимущества и недостатки. На наш взгляд наиболее простым способом подачи небольших добавок водорода в цилиндр двигателя является подача его со свежим зарядом воздуха. Этот способ выгодно отличается от других тем, что не требует сложных дополнительных устройств и высоких давлений водорода, что позволяет широко использовать его в настоящее время в двигателях внутреннего сгорания на современных транспортных средствах [3, 4].

Целью исследования является изучение особенностей работы дизеля с добавками водорода к основному топливу на различных режимах.

Экспериментальное исследование работы дизеля на водородных добавках и анализ результатов

При испытании судового высокооборотного дизеля без наддува номинальной мощностью $P_{\text{ном}} = 15$ кВт и номинальной частотой вращения коленчатого вала $n_{\text{ном}} = 1500$ об/мин небольшие добавки водорода подавались со свежим зарядом воздуха через всасывающий коллектор.

Экспериментальные исследования проводились на четырех режимах с относительными мощностями P_e , равными 0,93; 0,7; 0,47; 0,28. При этом частота вращения коленчатого вала двигателя поддерживалась постоянной и равной 1460 об/мин., т.е. двигатель работал по нагрузочной характеристике. На судах по нагрузочным характеристикам работают

вспомогательные дизели, приводящие в действие генераторы электрического тока.

На каждом режиме работы дизеля определялся удельный эффективный расход дизельного топлива как без подачи добавок водорода к нему g_{ef} [г/кВт·ч], так и с добавками водорода g_{eH} [г/кВт·ч]. Расход водорода g_H [г/кВт·ч] регулировался от 1,8 до 7,3 % массового удельного эффективного расхода дизельного топлива на номинальном режиме работы дизеля и на всех режимах оставался постоянным, т.е. составлял $(0,018 \dots 0,073) g_{ef\text{ном}}$ и в % определялся как

$$m_{H\text{ном}} = \frac{g_H}{g_{ef\text{ном}}} \cdot 100\%.$$

Кроме того, на каждом режиме работы дизеля рассчитывался приведенный удельный эффективный расход топлива на двигатель по следующей зависимости

$$b_e = g_{ef} + 2,84g_H, \text{ г/(кВт·ч)},$$

где 2,84 представляет собой отношение значений низшей удельной теплоты сгорания водорода и дизельного топлива.

Эффективный КПД двигателя определялся следующим образом:

- при работе без добавок водорода

$$\eta_\ell = \frac{3600 \cdot 10^5}{g_{ef} Q_H} \cdot 100\%;$$

- при работе с добавками водорода

$$\eta_\ell^H = \frac{3600 \cdot 10^5}{b_e Q_H} \cdot 100\%.$$

где Q_H – низшая удельная теплота сгорания дизельного топлива, которая принимается равной 42700 кДж/кг.

Изменение удельного эффективного расхода топлива на режиме определялось как

$$\delta g_e = g_{ef} - g_{eH}, \text{ г/(кВт·ч)},$$

а относительной величины как

$$\Delta g_e = \frac{\delta g_e}{g_{ef}} \cdot 100\%.$$

Аналогично определялись и изменения эффективного КПД дизеля за счет добавок водорода:

$$\delta\eta_e = \eta_e - \eta_e^H, \% \text{ и } \Delta\eta_e = \frac{\delta\eta_e}{\eta_e} \cdot 100\%$$

Анализ результатов испытаний двигателя показал, что экономия дизельного топлива δg_e от применения добавок водорода зависит от режима $\bar{P}_e$, на котором работает двигатель и от величины $m_{H_{ном}}$. Так, при $m_{H_{ном}} = 1,8\%$ и $\bar{P}_e = 0,93$ $\delta g_e = 25$ г/(кВт·ч), а при $\bar{P}_e = 0,28$ $\delta g_e = 56$ г/(кВт·ч).

При увеличении добавок водорода до $m_{H_{ном}} = 7,3\%$ и $\bar{P}_e = 0,93$ $\delta g_e = 54$ г/(кВт·ч), а при $\bar{P}_e = 0,28$ $\delta g_e = 121$ г/(кВт·ч).

Эти изменения представлены на рис. 1, а. На рис 1, б представлены графически зависимости изменений относительной величины удельного эффективного расхода топлива от нагрузки двигателя. Наибольшая экономия наблюдается на частичных режимах при $\bar{P}_e = 0,5 \dots 0,28$. Так, если при $\bar{P}_e = 0,93$ $\Delta g_e = 54$ г/(кВт·ч), то при $\bar{P}_e = 0,93$ $\Delta g_e = 54$ г/(кВт·ч), когда $m_{H_{ном}} = 1,8\%$.

При увеличении $m_{H_{ном}}$ до 7,3 % экономия топлива может составлять от $\Delta g_e = 22\%$ до 27 %. Из этого следует, что добавки водорода влияют на уменьшение удельного эффективного расхода топлива как раз больше на тех нагрузках, на которых

большую часть времени работают судовые дизель-генераторы.

Как показано на рис. 2, абсолютное и относительное увеличение эффективного КПД двигателя за счет добавок водорода будет наблюдаться небольшим при нагрузках, близких к эксплуатационным ($\bar{P}_e = 0,7 \dots 0,93$).

Из этих же зависимостей можно сделать вывод, что увеличение добавок водорода до 5 % не дает повышение эффективности работы двигателя даже на этих режимах. А на режимах, когда $\bar{P}_e = 0,28 \dots 0,5$, экономически невыгодно повышать величину добавки водорода больше 2 %.

Выводы и перспективы дальнейшего использования результатов

На основании проведенных теплотехнических испытаний судового четырехтактного быстроходного двигателя, работающего по нагрузочной характеристике при $n = 1460$ об/мин, можно сделать следующие выводы:

1. При небольших добавках водорода со свежим зарядом воздуха ($m_{H_{ном}} = 1,8 \dots 7,3\%$) и при нагрузках $\bar{P}_e = 0,7 \dots 0,28$ экономия дизельного топлива составляет от 10 до 26 %.

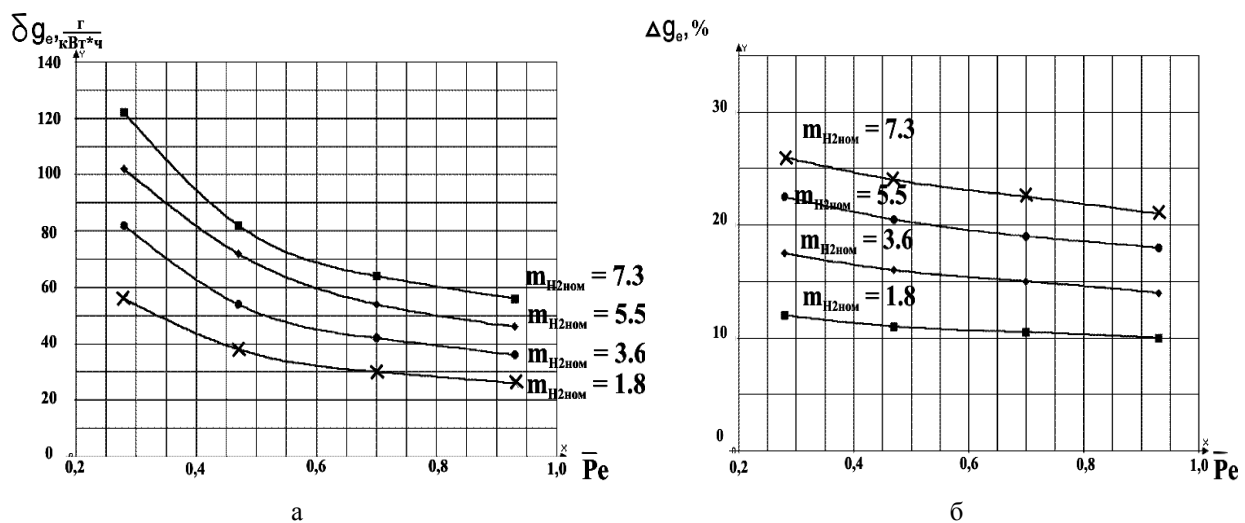


Рис. 1. Изменение δg_e (а) и Δg_e (б) при работе дизеля по нагрузочной характеристике с числом оборотов $n = 1460$ об/мин:

○ — $m_{H_{ном}} = 1,8\%$; • — $m_{H_{ном}} = 3,6\%$; × — $m_{H_{ном}} = 5,5\%$; Δ — $m_{H_{ном}} = 7,3\%$

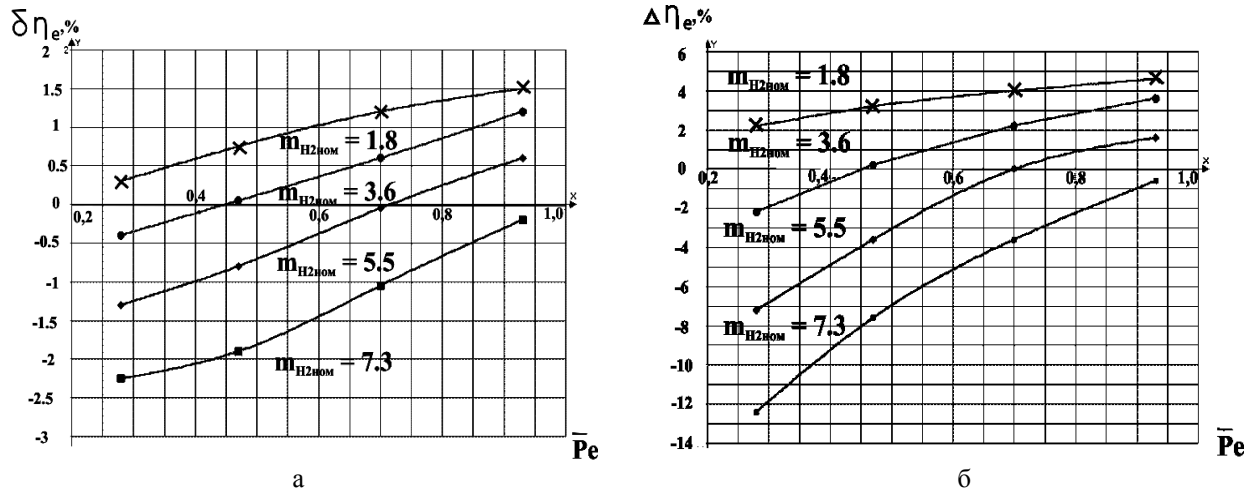


Рис. 2. Изменение $\delta\eta_e$ (а) и $\Delta\eta_e$ (б) $m_{H_{2ном}}$ при работе дизеля по нагрузочной характеристике с числом оборотов $n = 1460$ об/мин:

○ – $m_{H_{2ном}} = 1,8 \%$; • – $m_{H_{2ном}} = 3,6 \%$; x – $m_{H_{2ном}} = 5,5 \%$; Δ – $m_{H_{2ном}} = 7,3 \%$

2. При нагрузках двигателя $\bar{P}_e = 0,7...0,28$ увеличение относительного КПД может достигать 4 %. При этом экономия составляет примерно 10 % дизельного топлива при добавках топлива около 1,8 %.

3. Наибольшее увеличение эффективного КПД достигается на нагрузках, близких к номинальной: $\Delta\eta_e = 4,5 \%$ при экономии топлива $\Delta g_e = 10 \%$ и $m_{H_{2ном}} = 1,8 \%$.

4. При неизменной эффективности работы двигателя ($\Delta\eta_e \approx 0$) экономия дизельного топлива может достигать 22 %, когда $m_{H_{2ном}} = 7,3 \%$ и $\bar{P}_e = 0,93$.

5. Наибольшая эффективность работы двигателя на всех режимах достигается при добавках водорода $m_{H_{2ном}} = 1,8 \%$ и лежит в пределах $\Delta\eta_e = 2...4,5 \%$, а экономия основного топлива составляет $\Delta g_e = 10...12 \%$.

6. Проведенные экспериментальные исследования и их анализ дают основание считать добавки водорода к основному дизельному топливу эффективным средством повышения экономичности работы быстроходных дизелей без наддува. Однако необходимо провести более глубокий анализ с целью выявления способа регулирования

добавок водорода и определения их оптимальной величины на различных режимах работы двигателя.

Литература

1. Лебедев О.Н., Калашников С.А. Судовые энергетические установки и их эксплуатация. – М.: Транспорт, 1987. – 336 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.: Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 373 с.
3. Timoshersky B., Cui K., Timofeev V., Sirota A., Beljakov S., Gao X. Energy saving hydride's systems for internal combustion engines // Journal of WUWTE. – 1992. – Vol.3, № 7. – P. 34 – 39.
4. Timoshevsky B., Cui K., Beljakov S., Sirota A., Cao X. Hydride's equipment for internal combustion engines // Journal of WUWTE. – 1992. – Vol. 3, № 8. – P. 42 – 47.

Поступила в редакцию 30.05.2005

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В.В. Капустин, Севастопольский национальный технический университет; д-р техн. наук, проф. В.Г. Ивановский, Одесский национальный морской университет.

УДК 621.452.022

И.Ф. КРАВЧЕНКО¹, В.Е. КОСТЮК²¹ГП «Ивченко-Прогресс», Украина²Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ВОСПЛАМЕНЯЕМОСТИ ТОПЛИВОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГТД

Предложена методика расчетной оценки воспламеняемости топливовоздушной смеси в камере сгорания ГТД, основанная на тепловой теории зажигания и численном моделировании двухфазного течения

камера сгорания ГТД, смесеобразование, воспламенение, численное моделирование

Постановка проблемы и ее связь с научными и практическими задачами

Современные ГТД разрабатываются под флагом снижения выбросов вредных веществ (ВВ). Это связано как с объективными требованиями поддержания экологических норм, так и с обостряющейся конкурентной борьбой. Закономерности рабочего процесса камер сгорания (КС) ГТД таковы, что задачи получения низких выбросов ВВ и обеспечения надежного запуска КС противоречат друг другу по оптимуму. Поэтому малоэмиссионные КС приходится оснащать мощными источниками зажигания (ИЗ). Проблема надежного запуска особенно актуальна для авиационных ГТД, так как связана с безопасностью полетов.

Трудности обеспечения высоких пусковых характеристик малоэмиссионных КС во многом обусловлены традиционной методологией их проектирования и доводки, жестко ориентированной на натурный эксперимент, который характеризуется недостаточной информативностью при значительных затратах материальных ресурсов и времени. Достигнутые в последние десятилетия успехи в развитии вычислительной техники и численных методов моделирования турбулентных течений, позволяют решать задачи теоретического исследования отдельных аспектов рабочего процесса КС ГТД в поста-

новках, достаточно реалистичных для обоснованного снижения объема экспериментальных работ по их доводке и внесения изменений в конструкцию уже на ранних стадиях проектирования [1, 2].

Строгое математическое описание явления воспламенения топливовоздушной смеси (ТВС) в КС ГТД возможно с использованием системы нестационарных уравнений Навье-Стокса при условии пространственно-временного разрешения тонкой структуры пламени и детального воспроизведения процессов молекулярной диффузии и химической кинетики в двухфазной среде. Ограниченные возможности нынешних компьютеров не позволяют моделировать процесс запуска реальных КС в такой постановке. Сегодня уровень моделирования для конструктора, как правило, ограничен решением осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, дополненных эмпирическими моделями турбулентности и траекторными моделями дисперсной фазы.

К числу актуальных задач, которые возможно решить в упрощенной постановке, принадлежит расчетная оценка воспламеняемости ТВС в КС ГТД с целью выработки оптимальных конструктивных решений.

Обзор публикаций и выделение нерешенных частей проблемы. Понятия «воспламеняемости» горючей смеси и «воспламеняющей способности»

ИЗ предложены С. Кумагаи [3] для теоретического анализа возможности воспламенения. Эта идея получила математическое воплощение в работах [4 – 6], посвященных разработке критериев искрового зажигания (минимальной энергии воспламенения). Основная проблема практического использования таких критериев – отсутствие достоверной информации о локальных параметрах потока в КС (характеристики турбулентности, химический, фазовый, дисперсный состав ТВС, и т. п.). В работах [7 – 9] для расчета локальных параметров поджигаемой искрой ТВС (с целью оценки пусковых свойств КС ГТД) использованы методы вычислительной гидроаэродинамики. В работе [7] расчетное поле минимальной энергии воспламенения предложено использовать для определения оптимального местоположения электрической свечи зажигания. Возможность использования минимальной энергии воспламенения в качестве универсальной характеристики воспламеняемости ТВС в КС, оснащенных другими ИЗ (факельный пусковой воспламенитель, плазматрон и др.), не исследовалась.

Цель данного исследования состоит в разработке методики расчетной оценки воспламеняемости ТВС в КС ГТД для решения задач оптимального размещения ИЗ произвольного типа.

Изложение основного материала исследования с обоснованием полученных результатов

Физическая модель, предлагаемая для оценки воспламеняемости ТВС, выглядит следующим образом (рис. 1).

ИЗ создает объем газа (начальный очаг воспламенения) с температурой, достаточно высокой для того, чтобы инициировать быстрое испарение каплей топлива, содержащихся в этом объеме (кластере). Образующиеся внутри очага пары топлива реагируют с кислородом воздуха, превращаясь в продукты сгорания при температуре пламени стехиометрической смеси. Для сохранения и последующе-

го самостоятельного распространения начального очага пламени по ТВС он должен иметь размер, достаточный для того, чтобы скорость тепловыделения внутри его объема превышала скорость потерь тепла в окружающую среду. Этот критический размер называется расстоянием гашения d_z , а количество энергии от ИЗ, необходимое для создания очага диаметром d_z , определяется как минимальная энергия воспламенения $E_{\min}$ [4 – 6].

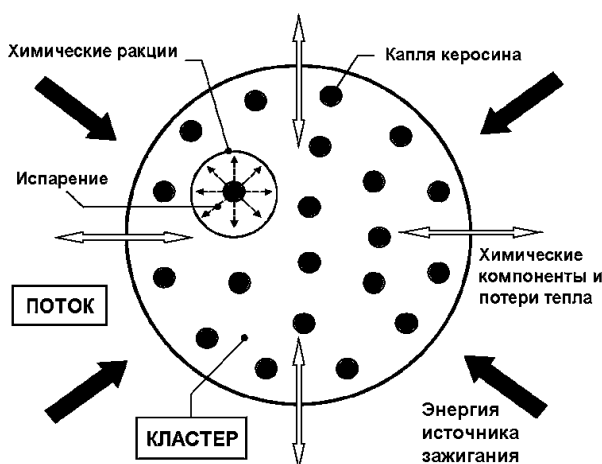


Рис. 1. Физическая модель воспламенения ТВС

$$E_{\min} = c_p \rho (T_{cm} - T) \frac{\pi}{6} d_z^3, \quad (1)$$

где c_p – удельная теплоемкость газа при постоянном давлении;

ρ – плотность газа;

T – температура газа;

T_{cm} – адиабатической температура пламени стехиометрической смеси.

Анализ соответствующих процессов испарения, горения и теплопередачи в предположении об отсутствии лучистого теплообмена, стационарном испарении каплей и равенстве числа Льюиса $Le = 1$ дает следующее выражение для расстояния гашения:

$$d_z = \frac{k_1 + \sqrt{k_1^2 + 4k_2}}{2}, \quad (2)$$

где $k_1 = \frac{4a(t_u + t_x)}{L_m}$; $k_2 = 2k_1 L_m$;

a – коэффициент температуропроводности газа;

t_u – время испарения капель в кластере, определяемое выражением:

$$t_u = \frac{(1 - \Omega) C_3 \rho_p c_p d_{32}^3 \alpha}{C_1 8 d_{20} \lambda \ln(1 + B_{cm}) (1 + 0,25 \operatorname{Re}_{d_{32}}^{0,5} C_2^{0,5})}; \quad (3)$$

$$C_1 = \frac{d_{20}}{d_{32}}; \quad C_2 = \frac{d_{10}}{d_{32}}; \quad C_3 = \frac{d_{30}}{d_{32}};$$

d_{10} , d_{20} , d_{30} , d_{32} – средний арифметический, средний поверхностный, средний объемный и объемно-поверхностный (заутеровский) диаметры капель в аэрозоле;

Ω – массовая доля испаренного топлива в газовой смеси;

ρ_p – плотность капли;

α – коэффициент избытка воздуха;

B_{cm} – параметр массообмена, определяемый выражением:

$$B_{cm} = \frac{c_{p,cm}(T_{cm} - T_k)}{L + c_{p,p}(T_k - T_p)}, \quad (4)$$

$c_{p,cm}$ – удельная теплоемкость стехиометрической смеси при постоянном давлении;

T_k – температура кипения топлива;

$c_{p,p}$ – удельная теплоемкость капли;

T_p – температура капли;

$\operatorname{Re}_{d_{32}}$ – число Рейнольдса, определяемое по формуле

$$\operatorname{Re}_{d_{32}} = \rho \frac{u' d_{32}}{\mu}; \quad (5)$$

μ – динамическая вязкость газа;

t_x – время химической реакции горения в кластере, определяемое выражением

$$t_x = \alpha \frac{a}{U_m^2}, \quad (6)$$

α – эмпирический коэффициент;

U_m – турбулентная скорость распространения пламени, вычисляемая как

$$U_m = A(u')^{3/4} U_n^{1/2} a^{-1/4} L_m^{1/4}; \quad (7)$$

A – эмпирический коэффициент;

u' – пульсационная скорость газа, определяемая выражением

$$u' = \sqrt{\frac{2}{3} k}; \quad (8)$$

k – кинетическая энергия турбулентности;

U_n – нормальная скорость распространения пламени;

L_m – интегральный масштаб длины турбулентного смешения, вычисляемый как

$$L_m = C_D \frac{(u')^3}{\varepsilon}; \quad (9)$$

C_D – эмпирический коэффициент;

ε – удельная скорость диссипации кинетической энергии турбулентности.

Физическая модель газокapельного потока основана на следующих допущениях: несущая газовая фаза представляет собой многокомпонентную химически инертную смесь термодинамически совершенных газов, входящих в состав топлива и окислителя; течение газа квазистационарное, турбулентное, существенно дозвуковое; плавучестью, объемной вязкостью, вязким нагревом, лучистым теплообменом и теплопроводностью через стенки пренебрегаем; дисперсная фаза представляет собой конечное множество испаряющихся сферических капель различных диаметров; объемом, занимаемым каплями, вторичным дроблением, коагуляцией, турбулентным рассеиванием, влиянием капель на параметры турбулентности, неоднородностью температурного поля внутри капли и всеми силами, действующими на каплю, кроме силы аэродинамического сопротивления, пренебрегаем; при ударе о стенку капли растекаются по поверхности.

При математическом моделировании газокapельного потока использовано эйлерово описание газовой фазы (сплошная среда) и лагранжево описание дисперсной фазы (траекторная модель). Взаимодействие фаз учитывается на основе мо-

дели «частица – источник в ячейке» [10], в соответствии с которой присутствие капли в потоке проявляется через дополнительные источники в уравнениях сохранения сплошной фазы.

При сделанных выше допущениях поведение газовой фазы может быть описано системой осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, двух уравнений дифференциальной модели турбулентности к-ε типа и уравнений массовой доли химических компонентов вида:

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = S_m; \quad (10)$$

$$\rho \frac{\partial u_j u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = S_{fi}, \quad j = 1, 2, 3; \quad (11)$$

$$\rho \frac{\partial u_j h}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_m}{Pr_m} \right) \frac{\partial h}{\partial x_j} = S_q; \quad (12)$$

$$\rho \frac{\partial u_j k}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_m}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho(G - \varepsilon) = 0; \quad (13)$$

$$\rho \frac{\partial u_j \varepsilon}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_m}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} - \rho(C_{\varepsilon 1} G - C_{\varepsilon 2} \varepsilon) \frac{\varepsilon}{k} = 0; \quad (14)$$

$$\rho \frac{\partial u_j Y_i}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_m}{Sc_m} \right) \frac{\partial Y_i}{\partial x_j} = S_i, \quad (15)$$

где u_j – декартовы компоненты вектора осредненной скорости газа;

x_j – декартовы координаты;

S_m – источник массы, обусловленный межфазным взаимодействием;

ρ – плотность газа;

p – давление газа;

τ_{ij} – компоненты тензора напряжений, определяемые выражением

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_m) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (16)$$

μ – динамическая вязкость;

μ_m – турбулентная вязкость, определяемая по формуле Колмогорова – Прандтля

$$\mu_m = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (17)$$

C_μ – эмпирический коэффициент;

k – кинетическая энергия турбулентности;

ε – удельная скорость диссипации кинетической энергии турбулентности;

S_{fi} – источник количества движения, обусловленный межфазным взаимодействием;

h – удельная энтальпия, определяемая выражением

$$h = \sum_i Y_i \left(\Delta h_{fi}^0 + \int_{T^0}^T c_{pi}(T) dT \right); \quad (18)$$

Y_i – массовая доля химического компонента i ;

Δh_{fi}^0 – удельная энтальпия образования химического компонента i ;

T – температура газа;

T^0 – стандартная температура;

c_{pi} – удельная теплоемкость химического компонента i при постоянном давлении;

Pr , Pr_m – ламинарное и турбулентное числа Прандтля;

S_q – источник теплоты, обусловленный межфазным взаимодействием;

σ_k , σ_ε , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$ – эмпирические коэффициенты;

G – член, характеризующий генерацию кинетической энергии турбулентности за счет сдвиговых напряжений, определяемый выражением

$$G = \mu_m \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right); \quad (19)$$

Sc , Sc_m – ламинарное и турбулентное числа Шмидта;

S_i – источник массовой доли химического компонента i , обусловленный межфазным взаимодействием.

Необходимая для ее замыкания системы уравнений (10) – (15) связь между термодинамическими переменными p , T и ρ устанавливается уравнением состояния смеси идеальных газов

$$p = R\rho T \sum_i \frac{Y_i}{M_i}, \quad (20)$$

где R – универсальная газовая постоянная;

M_i – молекулярная масса химического компонента i .

Для определения источников членов S_m в уравнении (1), S_{ff} – в уравнении (2), S_q – в уравнении (3) и S_i – в уравнении (6) используется модель межфазного взаимодействия.

Движение и тепломассообмен дисперсной фазы (капель топлива) рассматривается в лагранжевом описании. Весь диапазон начальных размеров капель делится на конечное число дискретных интервалов; каждый из них представляется средним диаметром, для которого выполняется траекторный расчет. При этом каждая моделируемая капля – это «пакет» капель с одинаковыми траекториями. Распределение капель по размерам описывалось формулой Розина–Раммлера

$$Y_d = e^{-(d/\bar{d})^n}, \quad (21)$$

где Y_d – массовая доля капель с диаметром, большим d ;

$\bar{d}$ – медианный диаметр капель;

n – параметр распределения.

Траектории капель моделируются путем интегрирования уравнения баланса сил, действующих на частицу, которое уравнивает инерцию капли с силой аэродинамического сопротивления

$$\frac{du_{pj}}{dt} = -\frac{3\rho C_R}{4\rho_p d_p} (u_{pj} - u_j) \sqrt{\sum_j (u_{pj} - u_j)^2}, \quad j=1, 2, 3, \quad (22)$$

где u_{pj} – декартовы компоненты вектора скорости капли;

t – время;

ρ – плотность газа;

C_R – коэффициент аэродинамического сопротивления капли;

Re_p – относительное число Рейнольдса капли;

ρ_p – плотность капли;

d_p – диаметр капли;

u_j – декартовы компоненты вектора скорости газа.

Для вычисления C_R используется эмпирическая зависимость $C_R(Re_p)$ для одиночной сферы (Re_p – относительное число Рейнольдса частицы).

Тепломассообмен испаряющейся капли описывается системой уравнений

$$m_p c_{p,p} \frac{dT_p}{dt} = \alpha S_p (T_\infty - T_p) + \frac{dm_p}{dt} L; \quad (23)$$

$$\frac{dm_p}{dt} = -\beta S_p \rho (c_s - c_\infty), \quad (24)$$

где m_p – масса капли;

$c_{p,p}$ – удельная теплоемкость капли;

T_p – температура капли;

α – коэффициент теплоотдачи;

S_p – площадь поверхности капли;

T_∞ – локальная температура газа.

L – удельная теплота испарения;

β – коэффициент испарения;

c_s, c_∞ – объемные концентрации пара у поверхности капли и в окружающем газе.

Во время расчета траекторий капель отслеживаются импульс, энергия и масса, приобретаемые или теряемые потоком капель, следующих вдоль данной траектории. Затем эти значения включаются в расчет непрерывной фазы. Таким образом, учитывается обратное влияние дискретной фазы на континуум. Это двухстороннее межфазное взаимодействие учитывается поочередным решением уравнений дисперсной и непрерывной фаз до тех пор, пока решения обеих фаз не установятся.

Разработанные математические модели использованы для расчетной оценки воспламеняемости топливовоздушной смеси в осесимметричном аналоге первичной зоны камеры сгорания ГТД АИ-222-25, оснащенной факельной системой воспламенения (рис. 2).

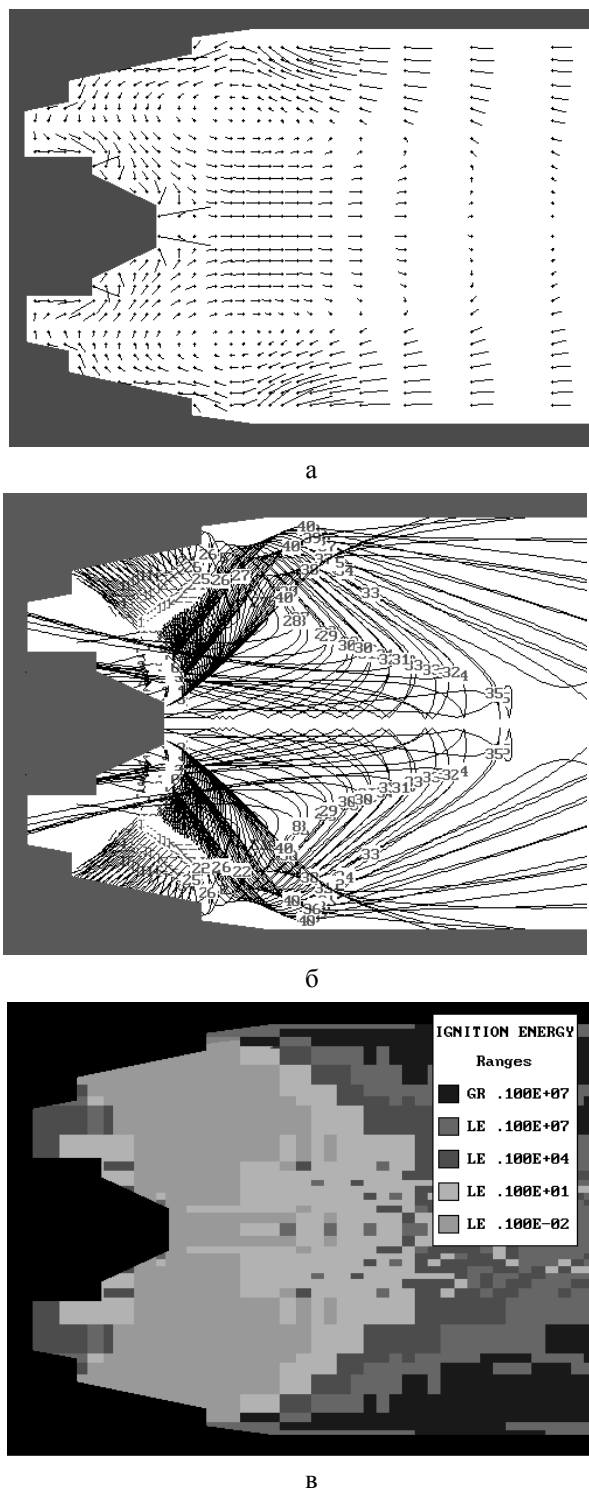


Рис. 2. Результаты численного расчета:
а – векторы скорости газа; б – траектории капель;
в – распределение минимальной энергии
воспламенения (Дж)

На границах расчетной области задавались следующие граничные условия: на входных границах задавались значения независимых переменных; на выходной границе принимались «мягкие» гранич-

ные условия; для описания турбулентного пограничного слоя на стенках использовались эмпирические пристеночные функции. При моделировании дисперсной фазы задавались начальные условия для каждого «пакета» представительных капель: положение капли (координаты x_j); ее скорость (компоненты u_{pj}); диаметр; температура; массовый расход капель, следующих вдоль траектории.

Численное интегрирование системы дифференциальных уравнений в частных производных (10) – (15) с заданными граничными условиями осуществлялось методом контрольных объемов [11] с применением разностной схемы второго порядка точности для аппроксимации конвективных членов. Выполнение уравнения неразрывности (10) в пределе малых чисел Маха обеспечивалось с помощью процедуры коррекции давления SIMPLE. Решение получающихся в результате систем линейных алгебраических уравнений выполнялось методом Гаусса-Зейделя. Интегрирование системы обыкновенных дифференциальных уравнений (22) – (24) выполнялось методом Рунге-Кутты. Решение отыскивалось на неравномерной расчетной сетке, включавшей 10 тысяч контрольных объемов.

Результаты расчетов представлены на рис. 2. Видно, что за фронтовым устройством (ФУ) имеется развитое рециркуляционное течение (рис. 2, а). Конфигурация рециркуляционной зоны в целом согласуется с экспериментальными данными, полученными на гидротомке. Расчет занижает глубину проникновения боковых струй воздуха в основной поток, что обусловлено двумерной постановкой задачи. Траектории капель различных начальных диаметров существенно различаются (рис. 2, б). Увлекаемые рециркуляционным течением воздуха, наиболее мелкие капли разворачиваются, обтекая со всех сторон ФУ. Крупные капли движутся по траекториям, близким к прямолинейным. В итоге в первичной зоне имеет место значительная неоднородность распределения характеристик турбулентности

(u' , L_m) химического (α), фазового (Ω), дисперсного (d_{10} , d_{20} , d_{30} , d_{32}) состава ТВС и, как результат, минимальной энергии воспламенения $E_{\min}$ (рис. 2, в). Из рис. 2, в следует, что для обеспечения надежного запуска КС пусковой воспламенитель следует размещать так, чтобы факел пламени мог достичь узкой торообразной зоны, в которой $E_{\min}$ минимальна. Справедливость расчетных рекомендаций подтверждена практикой опытно-конструкторских работ.

Выводы и перспективы дальнейших разработок в данном направлении

Выполненное исследование позволяет сделать следующие выводы. Разработанная методика оценки воспламеняемости топливовоздушной смеси в камере сгорания ГТД по величине минимальной энергии воспламенения, вычисляемой по локальным параметрам газокапельного потока, может быть использована для решения задач оптимального размещения различных ИЗ. Точность расчетных оценок воспламеняемости сильно зависит от адекватности геометрической модели камеры сгорания и модели турбулентности, достоверности граничных и начальных условий.

Перспективы дальнейших исследований авторы видят в дальнейшем совершенствовании численной модели путем использования более точных моделей турбулентности, методов задания краевых условий задачи и ее решении в трехмерной постановке.

Литература

1. Куценко Ю.Г. Применение численных методов газовой динамики для расчета камеры сгорания газотурбинного двигателя ПС-90А // Изв. вузов. Авиационная техника. – 2004. – № 3. – С. 67 – 71.
2. Mongia H.C. A Synopsis of Gas Turbine Combustor Design Methodology Evolution of Last 25 Years // 15th International Symposium on Airbreathing En-

gines (XV ISABE), Bangalore, India, September 2-7, 2001. (ISABE 2001-1086).

3. Кумагаи С. Горение. – М.: Химия, 1980. – 255 с.
4. Зельдович Я.Б., Симонов Н.Н. К теории искрового воспламенения газовых взрывчатых смесей // Журнал физической химии. – 1949. – Т. 23, Вып. 11. – С. 1361 – 1374.
5. Ballal D.R., Lefebvre A.H. General Model of Spark Ignition for Gaseous and Liquid Fuel/Air Mixtures // Proc. 18th Symposium (International) on Combustion. – 1981. – P. 1737 – 1746.
6. Peters J.E., Mellor A.M. Liquefied Fuel Spray Ignition Predictions for JP-10 // Journal of Energy. – 1983. – Vol. 7, No 1. – P. 95 – 96.
7. Костюк В.Е., Кудринский В.З. Численное исследование характеристик высотного запуска камеры сгорания ТРДД ПС-90А // Научно-методические материалы по теории авиационных двигателей. – Х.: ХВВАИУ. – 1989. – Вып. 8. – С. 3 – 20.
8. Rizk N.K., Mongia H.C. Three-Dimensional Combustor Performance Validation With High-Density Fuels // J. Propulsion and Power. – 1990. – Vol. 6, № 5. – P. 660 – 667.
9. Predicting Ignition Performance for Altitude Relight / V. Quintilla, M. Cazalens, R. Lecourt, G. Lavergne // 15th International Symposium on Airbreathing Engines (XV ISABE), Bangalore, India, September 2-7, 2001. (ISABE-2001-1067).
10. Кроу. Численные модели течений газа с небольшим содержанием частиц // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1982. – № 32. – С. 114 – 122.
11. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. Т.1. – М.: Мир, 1991. – 504 с.

Поступила в редакцию 20.05.2005

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

УДК 594:656(0758)

Л.П. КЛИМЕНКО, О.Ф. ПРИЩЕПОВ, В.И. АНДРЕЕВ, И.А. МАЛЮЧЕНКО*Николаевский государственный гуманитарный университет имени Петра Могилы,
Украина*

ВЛИЯНИЕ РЕСУРСА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА ЕГО ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Приведены анализ влияния ресурса двигателя внутреннего сгорания на его экологические показатели, а также методика, позволяющая определять изменения вредных выбросов двигателя при увеличении его ресурса.

двигатели внутреннего сгорания, поршни, цилиндры, поршневые кольца, технико-экономические показатели, капитальный ремонт, вредные выбросы, ресурс, экология, безопасность

Введение

В связи с постоянно растущим количеством транспортных средств проблема повышения экологической безопасности двигателей внутреннего сгорания в последние годы становится все более острой. Решение ее в значительной степени зависит от конструкторских и технологических мероприятий, направленных на повышение ресурса двигателя [1 – 5].

Формулирование проблемы

Ресурс определяется как наработка изделия до предельного состояния, оговоренного в технической документации, и измеряется для автомобильных двигателей в километрах пробега, для тракторных, судовых, стационарных в моточасах. Предельное состояние двигателя может определяться его технико-экономическими и экологическими параметрами (мощность, удельный расход топлива, расход масла на угар, компрессия в цилиндрах, количество картерных газов, количество вредных выбросов, дымность выхлопных газов и т.п.) для каждого типа двигателя в технической документации оговаривается предельное значение этих параметров, при котором двигатель необходимо выводить из эксплуатации и производить ремонт с его частичной

разборкой (первая переборка) или полной разборкой (капитальный ремонт) [6]. При частичной разборке обычно производится ремонт навесных механизмов, замена поршневых колец, возможно поршней шатунных вкладышей деталей газораспределения (клапаны, седла, рычаги, коромысла, распредвал). При частичной разборке имеется возможность также заменять гильзы, или втулки цилиндров.

При капитальном ремонте производится полная разборка двигателя с расточкой цилиндров и шлифовкой шеек коленчатого вала, заменой поршней и вкладышей ремонтных размеров [7].

Главной задачей конструкторов и производителей является общее повышение ресурса двигателя, а также доведение наработки каждой детали или узла до значений ресурса, при котором двигатель отправляют в капитальный ремонт [8].

На рис. 1 показан характер изменения технико-экологических параметров работы двигателя в зависимости от пробега.

В течение всего срока службы транспортного средства его двигатель подвергается нескольким ремонтам. Например, для двигателей ВАЗ первый ремонт осуществляется после пробега $80 \div 100$ тыс. км и чаще ограничивается заменой поршневых колец, возможна замена также и шатунных вкладышей, так

как при этом не требуется полная разборка двигателя. В результате такого ремонта восстанавливаются технико-экономические и экологические показатели, однако, не до уровня параметров нового двигателя, потому что такие детали как блок цилиндров (втулка, гильза), поршень к этому моменту уже имеют износы и искажения формы. С новыми кольцами и шатунными вкладышами отремонтированный двигатель проходит еще 50 – 60 тыс. км, после чего необходимо проводить его капитальный ремонт с полной разборкой, включающей расточку или замену цилиндров двигателя, поршней, колец, пальцев, перешлифовку шеек коленчатого вала, а также замену вкладышей ремонтных размеров, замену или ремонт навесных механизмов и агрегатов, ремонт или замену приборов топливной аппаратуры и системы зажигания, ремонт или замену деталей механизма газораспределения.

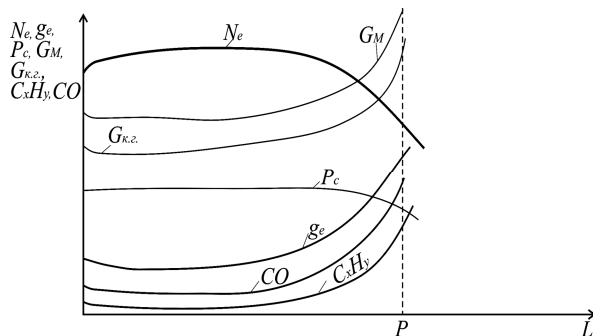


Рис. 1. Характер изменения технико-экономических и экологических параметров двигателя в зависимости от пробега: N_e – мощность двигателя; g_e – удельный расход топлива; G_M – расход масла на угар; P_c – компрессия в цилиндрах; $G_{к.г.}$ – количество картерных газов; CO – количество окиси углерода; $C_x H_y$ – количество углеводородов; P – ресурс двигателя

После капитального ремонта технико-экономические и экологические параметры восстанавливаются, однако, не до уровня параметров нового двигателя. Объясняется это недостаточной точностью проведения обработки при расточке, хонингования, шлифования поверхностей деталей, а также более широкой шероховатостью поверхностей по сравне-

нию с состоянием деталей, которые обрабатывались на заводах-изготовителях. В результате пробег двигателя после капитального ремонта до второй переборки меньше, чем у нового двигателя до первой переборки и может составлять всего 60 – 80 тыс. км.

Однако, известны случаи, когда на двигатели ВАЗ устанавливались поршневые кольца импортного производства (Япония) и в этом случае ресурс двигателя увеличивается до 200 – 250 тыс. км.

Двигатели легковых автомобилей зарубежного производства, например, фирм Opel, Ford, BMW, 1985 – 1992 годов выпуска имеют наработку до первой переборки 200 – 250 тыс. км, а до капитального ремонта 400 – 500 тыс. км. А импортные двигатели более поздних годов выпуска еще более высокие показатели долговечности.

Объясняется это применением более качественных материалов по химическому составу, структуре, физико-механическим свойствам, применением современных методов термической обработки, нанесением покрытий, применением оборудования, повышающим точностью обработки и чистоты поверхности, использованием современных технологических процессов и методов обработки.

В качестве основной цели исследования ставится определение изменений выбросов вредных примесей в окружающую среду в результате повышения ресурса двигателя внутреннего сгорания.

Решение проблемы

На рис. 2 показан характер изменения технических параметров (например, количество образующих картерных газов), и количество пробеговых вредных выбросов с выхлопными газами (например, углеводороды, г/км), двигателя ВАЗ с поршневыми кольцами российского производства и двигателя ВАЗ с поршневыми кольцами импортного производства (Япония).

Заштрихованная область показывает улучшение технических показателей и снижение вредных вы-

бросов в результате увеличения ресурса двигателя за счет применения новых материалов, технологий, методов обработки.

Пунктирной кривой можно охарактеризовать также техническое состояние двигателей зарубежных фирм годов выпуска 1986 – 1992 годов.

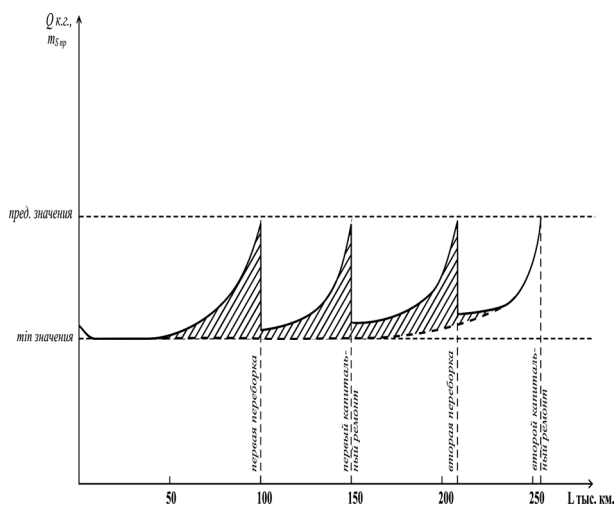


Рис. 2. Характер изменения технико-экологических показателей ВАЗ в зависимости от пробега:

----- для двигателей с поршневыми кольцами российского производства; - - - - - для двигателей с поршневыми кольцами импортного производства (Япония)

На приведенной зависимости до первого ремонта и после каждого ремонта имеется участок, характеризующийся стабильными, технико-экономическими и экологическими показателями, практически это прямая линия. При повышении ресурса двигателя длина этой прямой увеличивается пропорционально увеличению ресурса.

На рис. 3 показаны кривые, характеризующие общее изменение пробегового выброса S -го загрязняющего вещества автомобильным двигателем в зависимости от пробега. Штриховой линией изображена кривая для двигателей с увеличенным ресурсом. На графиках введены следующие обозначения: L_{np} – пробег автомобиля, в течении которого происходит приработка деталей (обкатка); $L_{уст}$, $L'_{уст}$ – соответственно пробег автомобиля в установившихся, стабильными технико-экономически-

ми и экологическими параметрами для серийного двигателя и для двигателя с увеличенным ресурсом;

P_{1np} , P'_{1np} – соответственно пробег автомобиля до первой переборки серийного двигателя и для двигателя с увеличенным ресурсом; $P_{кан}$, $P'_{кан}$ – соответственно пробег автомобиля до капитального ремонта для серийного двигателя и для двигателя с увеличенным ресурсом.

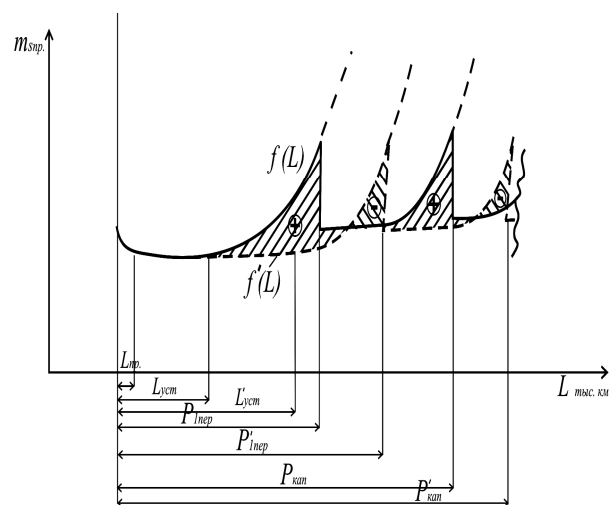


Рис. 3. Характер изменения пробегового выброса S -го загрязняющего вещества автомобильным двигателем в зависимости от пробега (штриховая линия – для двигателей с увеличенным ресурсом)

Обозначим кривую изменения пробегового выброса S -го загрязняющего вещества в зависимости от пробега для серийного двигателя как функцию $M_{snp} = f(L)$, а для двигателя с увеличенным ресурсом $M'_{snp} = f'(L)$. Тогда изменение пробегового выброса S -го загрязняющего вещества в результате повышения ресурса двигателя можно представить в виде

$$\Delta M_{snp} = M_{snp} - M'_{snp} = f(L) - f'(L). \quad (1)$$

Анализ кривых изменения пробеговых выбросов S -го загрязняющего вещества, изображенный на рис. 3, показывает, что в результате повышения ресурса двигателя общее количество выбросов за весь период эксплуатации двигателя уменьшается

(заштрихованные площади на рис. 3 с «+» превышают площади с «-»).

Суммарное изменение (уменьшение) количества вредных выбросов S -го загрязняющего вещества за весь период эксплуатации двигателя в результате повышения его ресурса, можно представить в виде

$$\Sigma \Delta M_{S_{np}} = \int_{L_{уст}}^{P'_{кан}} [f(L) - f'(L)] dL. \quad (2)$$

Выводы

Представленная методика определения количества вредных выбросов в окружающую среду в результате повышения ресурса двигателя позволяет оценивать эффективность проведения тех или иных конструктивных и технологических мероприятий по совершенству двигателей транспортных средств с целью повышения их экологической безопасности.

Перспективы дальнейших исследований в данном направлении. Дальнейшие исследования будут иметь четыре направления:

- 1) исследование влияния материалов (химического состава, структуры, механических свойств) основных деталей двигателей внутреннего сгорания транспортных средств на их экологические показатели;
- 2) исследование влияния термических или других упрочняющих обработок, а также покрытий основных деталей на экологические показатели двигателей внутреннего сгорания;
- 3) применение теории переменной износостойкости для повышения технико-экономических и экологических параметров двигателей при проектировании технологических процессов обработки деталей;
- 4) исследование влияния разработанных современных технологических процессов, установок и оборудования, применяемых при получении заготовок и обработки деталей, на экологические показатели работы транспортных двигателей.

Литература

1. Луканин В.Н., Буслаев А.П., Трофименко Ю.В., Яшина М.В. Автотранспортные потоки и окружающая среда / Под ред. В.Н. Лукашина. – М.: ИНФРА, 1998 – 72 с.
2. Луканин В.Н., Трофименко Ю.В. Промышленно-транспортная экология. – М.: Высш. шк., 2001 – 273 с.
3. Павлова Е.И. Экология транспорта. – М.: Транспорт, 2000 – 248 с.
4. Добровольский В.В. Екологічні знання: Навчальний посібник. – К., 2005. – 304 с.
5. Подольский В.П., Артюхов В.Г., Канишев А.Н. Автотранспортное загрязнение придорожных территорий. – Воронеж: Издательство ВГУ, 1999 – 57 с.
6. Звонов В.А. Образование загрязнений в процессах сгорания. – Луганск: Издательство Восточноукраинского государственного университета, 1998 – 35 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов / Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С. и др.; Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995 – 328 с.
8. Прищепов О.Ф., Андреев В.І., Савіна О.Ю., Ревнюк В.П. Аналіз проблем при розрахунку екологічних параметрів транспортних засобів в залежності від їх технічного стану // Наукові праці. Науково-методичний журнал. – Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П. Могили, 2005. – Т. 41. Вип 28. Техногенна безпека. – С. 69 – 73.

Поступила в редакцию 31.05.2005

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. С.С. Рижков, Национальный университет кораблестроения им. адмирала С.О. Макарова, Николаев; канд. техн. наук, доцент М.В. Донченко, Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, Николаев.

УДК 629.5:621.4

М.Р. ТКАЧ

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГАЗОТУРБИННЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК С ДКС ДЛЯ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СУДОВ

Газотурбинная энергетическая установка специализированного технологического судна, состоит из технологической и энергетической подсистем. Построение регрессионной модели влияния технологических параметров выполнено на основе применения трехуровневых ротатбельных планов. Применительно к, использованию в качестве альтернативного топлива отходов термопластичных полимеров, показано влияние затрат тепла на технологический процесс, аэродинамического сопротивления и температурного напора на выходе технологического оборудования на КПД и мощность СЭУ.

моделирование, эффективность, альтернативное топливо, судовые энергетические установки, ДКС

Введение

Применение альтернативных топлив является одним из перспективных путей снижения топливной составляющей затрат судов. Актуальность данной проблемы отражена в Законе Украины "Про альтернативні види рідкого та газового палива" (№ 1391-XIV от 14.01.2000 г.) и в проекте Закона Украины «Про альтернативні джерела енергії» (ре-е-стр. № 6145).

Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем. Специализированные технологические суда применяются при разработке нефтегазовых месторождений, обеспечении электроэнергией и теплом, что дает ряд существенных преимуществ по сравнению со стационарным размещением аналогичных производств [1].

Перспективным видом альтернативных топлив являются отходы термопластичных полимеров. Выполненные в последние годы работы, показали целесообразность использования таких топлив в судовых условиях [2, 3]. Применение дополнительной камеры сгорания (ДКС) обеспечивает существенное повышение эффективности СЭУ специализированного судна.[1]. Математическая модель газотурбин-

ной судовой энергетической установки (СЭУ) с ДКС разработана на основе первого начала термодинамики и теории систем. На базе рассмотрения потоков энергии и массы получены зависимости, позволяющие определить значения температур, давлений и расходов рабочих тел (теплоносителей), что позволило определить показатели эффективности СЭУ – КПД и мощность [1].

Цель исследований. Выявление закономерностей влияния технологических параметров на показатели эффективности газотурбинных энергетических установок с ДКС на базе альтернативных топлив для специализированных технологических судов.

Результаты исследований

Структура энергетической подсистемы СЭУ специализированного технологического судна, включает в себя в общем случае главные и вспомогательные двигатели и оборудование по утилизации тепла. Структура технологической подсистемы включает в себя группы оборудования первой и второй ступеней технологического процесса (ТП). В данном исследовании рассмотрена СЭУ на базе газотурбинного двигателя (ГТД) простой схемы с до-

полнительной камерой сгорания (рис. 1). Показатели эффективности судовой газотурбинной энергетической установки с дополнительной камерой сгорания – мощность и КПД с определены по зависимостям [1] и формализованы в виде:

$$\begin{aligned} N &= N(Q_{кр}, Q_{пл}, \Delta T_{кр}, \Delta T_{пл}, N_{ГТД_{ISO}}, \dots); \\ \eta &= \eta(Q_{кр}, Q_{пл}, \Delta T_{кр}, \Delta T_{пл}, N_{ГТД_{ISO}}, \dots), \end{aligned} \quad (1)$$

где N – мощность СЭУ; $Q_{кр}, Q_{пл}$ – удельные затраты тепла на вторую и первую ступени технологического процесса; $\Delta T_{кр}, \Delta T_{пл}$ – температурные напоры на выходе второй и первой ступеней ТП; $N_{ГТД_{ISO}}$ – мощность ГТД в условиях ISO 2314; η – КПД СЭУ.

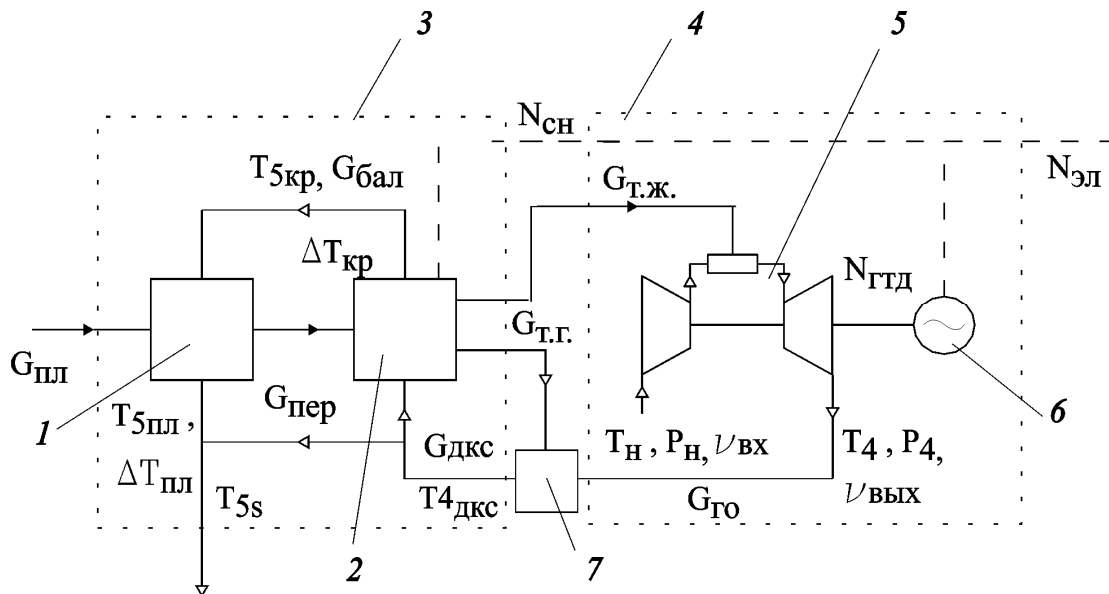


Рис. 1. Структурная схема газотурбинной энергетической установки специализированного судна:
1 – первая ступень ТП, 2 – вторая ступень ТП, 3 – технологическая подсистема,
4 – энергетическая подсистема, 5 – газотурбинный двигатель, 6 – электрогенератор, 7 – ДКС

В качестве альтернативного топлива рассмотрены отходы термопластичных полимеров.

Исследование влияния параметров технологического процесса на показатели СЭУ выполнено на базе регрессионного моделирования. Оценка значимости технологических параметров позволила рассматривать следующие параметры технологического процесса: удельные затраты тепла на вторую и первую ступени технологического процесса – $Q_{кр}$ и $Q_{пл}$ соответственно; коэффициент восстановления полного давления на выходе ГТД – $\nu_{вых}$; температурный напор на выходе второй ступени ТП – $\Delta T_{кр}$. Исследуемые зависимости представлены в виде квадратичных функций от параметров технологического процесса:

$$\begin{aligned} N &= \left[b_0 + \sum_{i=1}^4 (b_i X_i + \sum_{j=i}^4 b_{ij} X_i X_j) \right] N_0; \\ \eta &= b_0 + \sum_{i=1}^4 (b_i X_i + \sum_{j=i}^4 b_{ij} X_i X_j), \end{aligned} \quad (2)$$

где X_i, X_j – относительные значения параметров ТП; b_i, b_j – регрессионные коэффициенты для каждой зависимости.

Определение коэффициентов уравнения (2) выполнено методом планирования численного эксперимента на базе квадратичных ротатабельных планов [4]. Рассматриваются три уровня варьирования параметров. Максимальное и минимальное значения варьируемых параметров приведены в табл. 1. Третий уровень варьирования является средним значением в рассматриваемом диапазоне изменения.

Таблица 1
Диапазоны варьирования параметров технологического процесса

Параметр	Значение	
	Мин.	Макс.
Удельные затраты тепла на вторую ступень ТП $\bar{Q}_{кр}$, Вт·ч/кг	800	1000
Удельные затраты тепла на первую ступень ТП $\bar{Q}_{пл}$, Вт·ч/кг	200	400
Коэффициент восстановления полного давления на выходе ГТД $v_{вых}$	0,94	0,98
Температурный напор на выходе второй ступени ТП $\Delta T_{кр}$, К	30	80

Существенные различия в значениях значений технологических параметров потребовали приведение их к диапазону $-1...+1$. Минимальное, среднее и максимальное значения нормированных параметров составят -1 , 0 и 1 соответственно.

План численного эксперимента приведен в таблице 2 по данным [4].

Таблица 2
Матрица планирования численного эксперимента

Параметры				Примечания
$\bar{Q}_{кр}$	$\bar{Q}_{пл}$	$v_{вых}$	$\Delta T_{кр}$	
X_1	X_2	X_3	X_4	Относительное значение
± 1	± 1	0	0	Число опытов – 4
0	0	± 1	± 1	Число опытов – 4
± 1	0	0	± 1	Число опытов – 4
0	± 1	± 1	0	Число опытов – 4
± 1	0	± 1	0	Число опытов – 4
0	± 1	0	± 1	Число опытов – 4
0	0	0	0	Число опытов – 3

Примечание: условное обозначение ± 1 указывает на необходимость составить все возможные сочетания каждой из двух ненулевых переменных на верхнем и нижнем уровнях варьирования.

Определение регрессионных коэффициентов выполнено в соответствии с [4]:

$$b_0 = Y_0; \quad b_i = 0,0833 \sum_{u=1}^{27} X_{iu} Y_u; \\ b_{ii} = 1/8 \sum_{u=1}^{27} X_{iu}^2 Y_u - 0,0208 \sum_{i=1}^4 \sum_{u=1}^{27} X_{iu}^2 Y_u - \frac{Y_0}{2}; \\ b_{ij} = 0,25 \sum_{u=1}^{27} X_{iu} X_{ju} Y_u, \quad (3)$$

где Y_0 , Y_u – значения функции (мощности или КПД) в нулевой и текущей точках плана; u – порядковый номер опыта.

Погрешность построения регрессионной модели определена как средняя квадратичная разность значений функции – исходных и рассчитанных по регрессионной модели.

В качестве базового ГТД рассмотрен *GT6000* производства НПКГ «Зоря»-«Машпроект» при температуре наружного воздуха 288 К.

Необходимые для реализации модели характеристики ГТД в условиях по *ISO2314* ($T_1 = 288$ К, $v_{ex} = 0,0$, $v_{вых} = 0,0$) даны в [5, 6].

Приведенные ниже результаты получены при следующих исходных данных.

Минимальный температурный напор после первой ступени ТП $\Delta T_{пл}$ составляет 55К; удельный расход электроэнергии на собственные нужды технологического оборудования $\bar{N}_{сн} = 200$ Вт ч/кг [3]; коэффициент восстановления полного давления на входе ГТД $v_{ex} = 0,985$; КПД генератора $\eta_{ген} = 0,962$.

Средняя квадратичная погрешности регрессионного моделирования зависимостей КПД и мощности составляет 0,27 и 0,32 % соответственно.

Анализ величин регрессионных коэффициентов свидетельствует о весьма слабой зависимости показателей СЭУ от величины затрат электроэнергии на первую ступень ТП $\bar{Q}_{пл}$ (табл. 3). Этот результат является следствием использования тепла отходя-

щих газов ГТД для обогрева технологических аппаратов второй ступени.

Исследование влияния относительных затрат электроэнергии на вторую ступень ТП $\bar{Q}_{кр}$, коэффициента восстановления полного давления на вы-

ходе $v_{вых}$ и температурного напора на выходе второй ступени ТП – $\Delta T_{кр}$ на показатели СЭУ выполнено путем сечения гиперповерхности соответствующей зависимости при постоянных значениях $v_{вых}$, $\Delta T_{кр}$.

Таблица 3

Коэффициенты уравнений (2)

Регрессионные коэффициенты	Показатель СЭУ							
	КПД				Мощность			
b_0	0.2169				0.9998			
Y_0	0.1824				5461			
i	1	2	3	4	1	2	3	4
$b_{ii} \cdot 10^3$	-4,475	0	1,242	-17.18	-1,384	0	22,03	-5,241
$b_{ji} \cdot 10^3$	$j=1$	0.0458	0	0	0,00382	0,003815	0	-0,0137
	$j=2$	—	-0,04167	0	0	—	0,00610	0
	$j=3$	—	—	-0,0792	0	—	—	0,0473
	$j=4$	—	—	—	0	—	—	0,3059

Как следует из результатов расчетов, приведенных на рис. 2, величина мощности СЭУ на базе GT6000 с ДКС изменяется в достаточно узком диапазоне – 5,30...5,62 МВт.

Это является следствием применения ДКС для обеспечения температурных режимов технологического процесса. При изменении параметров ТП происходит адекватное изменение расхода топлива на ДКС и связанное с ним изменение затрат сырья и величины мощности, затрачиваемой на собственные нужды [1].

Максимальное значение мощности СЭУ достигается при минимальном значении $Q_{кр}$ и $\Delta T_{кр}$ и максимальном значении $v_{вых}$ (табл. 1). При таком сочетании значений технологических параметров обеспечиваются и наименьшие затраты энергии на технологический процесс и максимальная мощность ГТД.

Результаты исследования влияния технологических параметров на КПД газотурбинной СЭУ с ДКС приведены на рис.2б. Как следует из результатов, расчетов КПД СЭУ на базе GT6000 с ДКС в рас-

считываемом диапазоне варьирования параметров изменяется от 0,20 до 0,24.

Максимальное значение КПД достигается при минимальном значении $Q_{кр}$ и $\Delta T_{кр}$ и максимальном значении $v_{вых}$ (табл. 1), так как при таком сочетании значений технологических параметров обеспечиваются и наименьшие затраты топлива на ДКС и наибольшее значение КПД ГТД.

Наиболее сильное влияние на величину КПД СЭУ в рассмотренном диапазоне параметров оказывает температурный напор на выходе второй ступени технологического процесса – $\Delta T_{кр}$. Так, при увеличении $\Delta T_{кр}$ от 30 до 80 К происходит снижение КПД СЭУ на 3 ... 4% в зависимости от величины $v_{вых}$.

Изменение КПД СЭУ при увеличении $Q_{кр}$ от 800 до 1000 Вт ч/кг оказалось практически постоянным и равным 0,7 ... 1,0% для рассмотренных диапазонов изменения $\Delta T_{кр}$ и $v_{вых}$.

Приведенные результаты также показывают, что влияние $v_{вых}$ на изменение КПД СЭУ на базе ГТД

с ДКС существенно слабее. Так, при увеличении $v_{\text{вых}}$ от 0,94 до 0,98 происходит повышение КПД на 0,3%...0,4%.

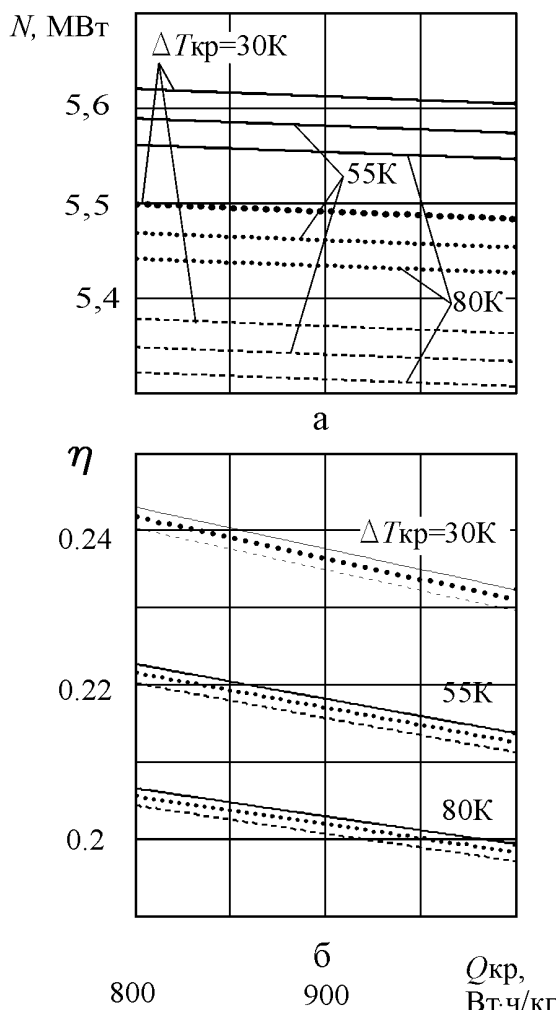


Рис.2. Влияние технологических параметров на мощность (а) и КПД (б) СЭУ специализированного судна:

— $v_{\text{вых}}=0,98$;
 $v_{\text{вых}}=0,96$;
 - - - $v_{\text{вых}}=0,94$.

Выводы

1. Построена регрессионная модель зависимости мощности и КПД СЭУ специализированного технологического судна на базе ГТД с ДКС от технологических параметров.

2. Показано, что изменение $\Delta T_{\text{êđ}}$ в диапазоне 30 ... 80 К приводит к снижению мощности СЭУ на

базе GT6000 на 0,25...0,32 МВт и снижению величины КПД на 3%...4%. 3. Изменение $Q_{\text{êđ}}$ в диапазоне 800 Вт·ч/кг...1000 Вт·ч/кг приводит к снижению КПД СЭУ на 0,7%...1,0%. 4. Влияние технологических параметров $v_{\text{âûđ}}$ и $\bar{Q}_{\text{ĵē}}$ на значения мощности и КПД существенно слабее.

Литература

1. Ткач М.Р. Моделирование эффективности газотурбинных энергетических установок с дополнительной камерой сгорания для специализированных судов // 36. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ. – 2005. – № 2. – С. 75 – 86.
2. Головащенко А.Ф., Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Энерготехнологические газотурбинные комплексы на базе альтернативных топлив // Судовое и энергетическое газотурбостроение. Т. 1.– Николаев: НПКГ «Зоря»-«Машпроект», НО ИАУ. – 2004.– С. 281 – 285.
3. Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Альтернативные топлива для тепловых двигателей // Авіаційно-космічна техніка і технологія: 36. наук. праць. – Х.: Нац. аерокосм. ун-т «ХАІ». – 2001. – Вып. 26. Двигуни та енергоустановки. – С. 13 – 18.
4. Газотурбинные двигатели для энергетики и газотурбинные электростанции. – Николаев: НПКГ «Зоря»-«Машпроект», 2004. – 20 с.
5. Сташок А.Н., Шелестюк А.И., Газотурбинные двигатели НПП «Машпроект» для электростанций. Опыт и новые энергосберегающие технологии // Известия академии инженерных наук Украины. – Николаев: НПП Машпроект. – 1999. – Вып. 1. – С. 52 – 57.

Поступила в редакцию 12.05.2005

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

УДК 629.7.03.018

О.Н. БЫЛИНКИНА, Б.Б. КОРОВИН, А.А. СТАСЕВИЧ, В.Т. ДЕДЕШ

*Федеральное государственное унитарное предприятие РФ
«Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Россия*

ПРОГРАММНО-АППАРАТНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ЛЕТНО-ПРОЧНОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ АВИАЦИОННЫХ ГТД НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

Представлены результаты исследований ЛИИ им. М.М. Громова по разработке и апробации программно-аппаратных средств для летно-прочностных испытаний авиадвигателей нового поколения.

безопасность, апробация, программно-аппаратный комплекс, результаты исследований, нагружение

Введение

Необходимость проведения летно-прочностных испытаний повышенного риска для ТРДД и винтовентиляторных ГТД сверхбольшой степени двухконтурности, для которых не имеется термобарокамер (ТБК) соответствующей мощности, а также современные требования к оперативности летно-прочностных испытаний при обеспечении безопасности полетов для ТРДДФ сверхзвуковых маневренных самолетов требуют применения адекватных программно-аппаратных средств. Результатам разработки и апробации таких средств и посвящена настоящая работа.

Формулирование проблемы

Типовая структура измерений, обработки и анализа данных при летно-прочностных испытаниях ГТД. Общие представления о номенклатуре измерений, процедурах обработки и анализа данных при летно-прочностных испытаниях (ЛПИ) авиационных ГТД можно получить из рассмотрения структурной схемы (рис. 1) [1].

Одновременно с измерением переменных напряжений и вибраций в элементах конструкции двигателя регистрируются основные параметры полета

и работы силовой установки. Для выявления источников динамического нагружения элементов турбокомпрессора и оценки возбуждающего воздействия этих источников дополнительно обеспечивается измерение полей давления, температуры и пульсаций потока в газозооудшном тракте двигателя (ГВТД).

При обработке вибропроцессов для всех исследуемых режимов работы двигателя определяются максимальный полуразмах, частота и интенсивность узкополосных составляющих переменных напряжений, а также кратность частот этих составляющих частоте вращения ротора (роторов) двигателя и (или) его агрегатов. Выявление природы колебаний осуществляется с использованием методов гармонического, спектрального и регрессионного анализа [1 – 4].

В результате совместного рассмотрения оценок спектральной плотности вибрационных процессов и пульсаций давления в ГВТД, значений функции когерентности на совпадающих частотах спектров и корреляционных соотношений между уровнями процессов определяются источники вибрационного нагружения исследуемых деталей и взаимосвязь колебаний различных элементов конструкции [2 – 6]. Первичная обработка тензограмм и сопровождающей информации позволяет получать экспериментальные зависимости вибрационных напряжений в

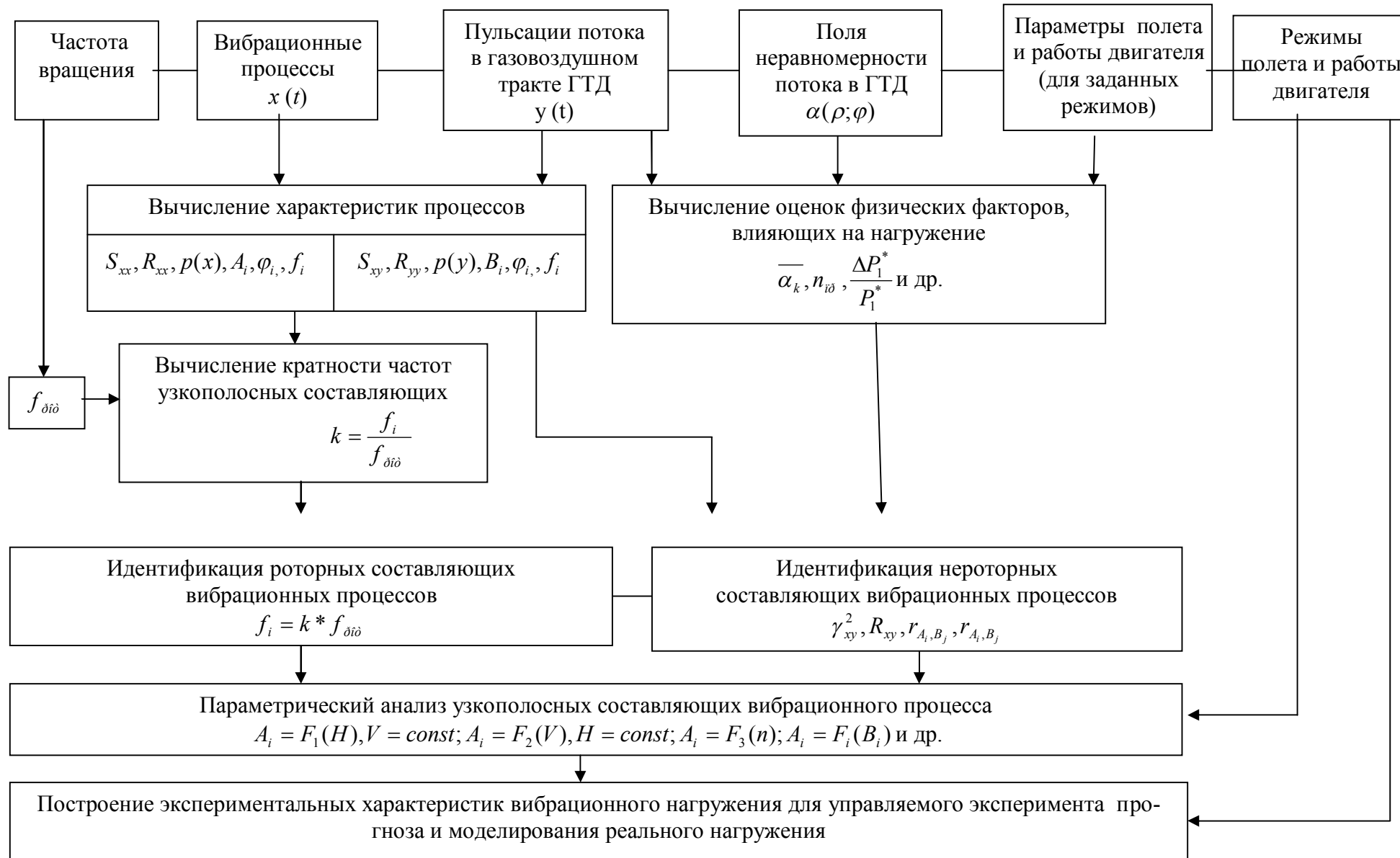


Рис. 1. Структурная схема обработки и анализа данных, используемая при проведении лётных исследований вибрационного нагружения авиационных ГТД.

элементах конструкции от частоты вращения ротора (роторов), с помощью которых оценивается влияние компоновки летательного аппарата (ЛА) и условий полета на нагружение по сравнению со стендовыми данными. Одновременно определяют величины разброса напряжений в однотипных деталях, влияние переходных процессов при работе всех видов механизации компрессора, воздухозаборника, реактивного сопла, подтверждается отсутствие автоколебаний рабочих лопаток компрессоров, вентиляторов.

Следующая ступень анализа вибрационного нагружения элементов ГТД базируется на использовании оценок физических факторов, определяющих это нагружение. К таким факторам для вынужденных (резонансных) колебаний лопаток первых ступеней компрессоров авиационных ГТД можно отнести относительную амплитуду вызывающей резонанс k -й гармоники окружной неравномерности полного давления $\bar{a}_k$ и относительную пульсацию этого давления $\Delta P_1^* / P_1^*$ на характерном радиусе входного сечения двигателя.

Указанные факторы, определенные для режимов работы двигателя с $N_\phi = N_{рез} = \text{const}$ во всех исследованных условиях полета, после оценки их парных коэффициентов корреляции друг с другом и с уровнем вибрационных напряжений в лопатках, ранжируются по степени взаимосвязи с интенсивностью анализируемого процесса и, в случае значимости этой связи, используются для построения регрессионных моделей вида

$$\sigma_v = k_1 + k_2 \bar{a}_k + k_2 \Delta P_1^* / P_1^* + k_3 n_{np}$$

Полученные модели используются при планировании летного эксперимента, а также для прогноза и контроля нагружения лопаток двигателя данного типа при его работе с другими вариантами входных устройств [1].

Для опережающей отработки технологии автоматизированного контроля нагружения исследуемого рабочего колеса в эксплуатации для режимов ра-

боты двигателя с $n_\phi = n_{рез} = \text{const}$ и $\max n_\phi \neq n_{рез}$ получают модели динамического нагружения II вида, которые, в случае необходимости, применяются и для обеспечения безопасности проведения летного эксперимента, что особенно актуально при тензометрировании винтовентиляторов ТВВД.

Общие требования к программно-аппаратному комплексу. Предварительный обзор состояния рынка серийно выпускаемых систем показал, что, как правило, все системы ориентированы на выполнение трех-четырех стандартных функций над входными данными, например, расчет СКЗ, отображение осциллограммы, расчет БПФ. Такой подход исключает возможность оперативного изменения жестко заложенных в систему алгоритмов, форматов отображения, изменения логики регистрации входных значений. Кроме того, отсутствует возможность приема, обработки, регистрации и отображения в удобной для пользователя форме сопроводительной низкочастотной информации, получаемой от других систем бортовых измерений (СБИ) (например, типа ГАММА).

Учитывая задачи ЛПИ и необходимость выполнения большого объема измерений виброакустических процессов с частотами до 10 кГц и выше, бортовые и наземные программно-аппаратные средства должны отвечать высоким требованиям в части объемов памяти, количества входных высокочастотных каналов, быстродействия, обеспечения возможности регистрации ВЧ данных в течение всего полета (1 – 2 часа) при оптимальном распределении бортовых и наземных функций контроля, отображения, обработки и анализа данных.

Решение проблемы

Бортовая часть комплекса. Разработанный программно-аппаратный комплекс состоит из бортовой и наземной части.

Бортовая часть включает в себя твердотельный накопитель ТН1АЦ, разработки ЛИИ, а также ана-

логово-цифровой преобразователь на базе ПЭВМ IBM PC/XT с универсальным интерфейсом, позволяющий осуществлять:

- прием и регистрацию ВЧ информации;
- визуальный контроль текущих уровней вибрационных напряжений по 16 (32) каналам;
- отображение осциллограмм;
- расчет спектров;
- допусковый контроль;
- отображение на экране оператора текущих уровней сигналов;
- прием и регистрацию низкочастотной сопроводительной информации;
- выдачу на внешние согласующие устройства (СУ) результатов работы алгоритмов допускового контроля.

На рис. 2 представлена компоновка бортовой части программно-аппаратного комплекса.

Программно-аппаратный комплекс состоит из интерфейсных плат и системного программного обеспечения [7], предназначенного для взаимодействия с интерфейсными платами, адаптера последовательного интерфейса, блока отображения на экране монитора результатов расчета текущих уровней сигналов и блока управления. Поступающие на вход интерфейсных плат данные подвергаются аналого-цифровому преобразованию и в цифровом виде через шину PCI или USB ПЭВМ поступают в блоки управления работой внешних интерфейсных модулей. Указанные блоки предназначены для приема данных, поступающих от плат, взаимодействия с пользовательской библиотекой и регистрации полученных данных на жесткий диск ПЭВМ. Блоки управления не зависят друг от друга и работают автономно.

Число задействованных блоков управления определяется числом загруженных интерфейсных модулей. Для корректного задания параметров работы интерфейсных модулей (частота дискретизации, число каналов, тип подключения и т.д.) пред-

назначен блок инициализации.

Система бортовых измерений Гамма предназначена для сбора и регистрации информации, поступающей от датчиков, установленных как на опытном двигателе, так и на летающей лаборатории (ЛЛ). Для корректной обработки ВЧ параметров необходима точная временная привязка к параметрам высотной-скоростной группы (высота и скорость полета, углы атаки и скольжения, и т.д.). Поэтому в процессе регистрации создается единая база данных, состоящая как из высокочастотных параметров, так и низкочастотных параметров, полученных от системы бортовых измерений Гамма. Прием цифровой информации по каналу связи RS-232C производится на стандартный порт ПЭВМ "COM1" или "COM2". Параллельный 12-ти разрядный код СБИ Гаммы предварительно преобразуется в последовательный формата RS-232C в специально доработанном штатном блоке УсС-28. Далее производится декодирование цифрового потока данных формата RS-232C, поступающего от системы бортовых измерений Гамма, и формирование единого кадра для последующей регистрации всех поступающих данных на жесткий диск ПЭВМ.

Для синхронизации регистрации ВЧ данных и выдачи на внешние согласующие устройства СБИ результатов работы алгоритмов работы допускового контроля интерфейсные платы и СБИ Гамма соединены линиями передачи и приема сигналов TTL уровней.

Предлагаемый комплекс прошел проверку в 2003 году при испытаниях двигателя НК-93 на стенде СНТК (г. Самара) и подтвердил свою работоспособность.

В настоящее время программно-аппаратный комплекс активно используется при проведении ЛПИ перспективных ТРДДФ. В дальнейшем планируется его установка и использование при летно-прочностных испытаниях опытных двигателей на ЛЛ.

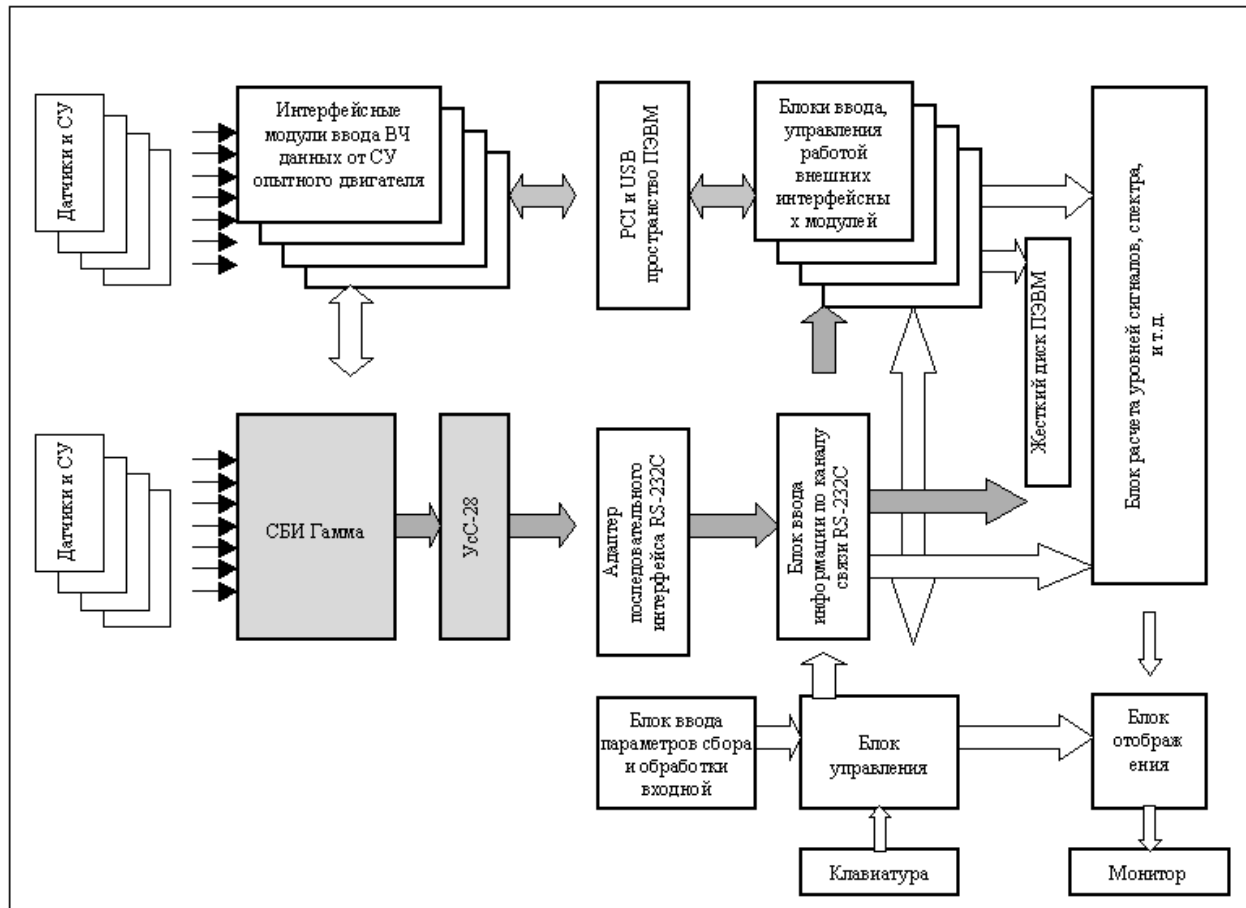


Рис. 2. Структура программно-аппаратного комплекса

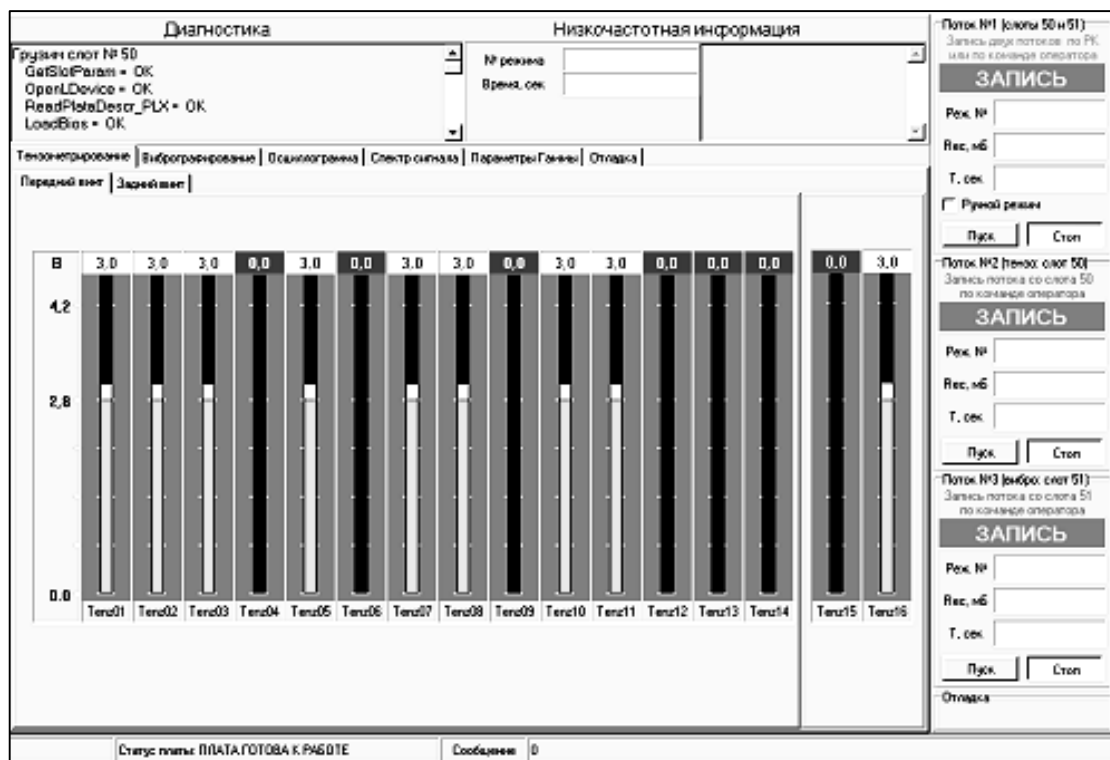


Рис. 3. Рабочее окно пульта оператора – экспериментатора

На рис. 3 представлен вариант рабочего окна пульта оператора-экспериментатора для контроля уровней напряжений по 16 измерительным каналам.

На экране в графическом виде реализовано отображение физических значений вибронапряжений (относительной деформации) по 16 каналам. Параметры отображены в виде столбиков, над каждым столбиком высвечивается значение среднеквадратического отклонения переменной деформации в текущий момент времени.

Заложенный в программу алгоритм обеспечивает контроль допустимого уровня относительной деформации в течение всего времени полета.

В программе визуального контроля заложены два порога предупреждения:

- “пределно-допустимые напряжения” (желтый цвет);
- ”опасные напряжения” (красный цвет).

Кроме того, оператор, не выходя из главного окна, может оценить качество сигнала на верхнем (контрольном) экране отображения осциллограммы любого из контролируемых каналов.

Справа и слева от контрольного экрана в цифровом виде выдается информация о частоте вращения роторов и сопроводительная информация (с СБИ Гамма).

Главное меню имеет несколько закладок, с помощью которых можно более тщательно сделать просмотр осциллограммы или спектра по каждому из регистрируемых каналов. Для этого необходимо выйти из главного меню и войти в нужное окно (“осциллограмма”, “спектр”).

Все значимые события:

- время включения и выключения регистрации;
- момент времени выхода за допуски по уровню;
- его продолжительность по каждому каналу и т.д.)

фиксируются в протокол, который просматривается после завершения работы.

При испытаниях двигателя НК-93 на стенде СНТК регистрация относительных деформаций в элементах винтовентилятора производилась каждые 250 мсек. На этом временном интервале определялось максимальное значение размаха (2A) сигнала с тензодатчика и вычислялось физическое значение динамического нагружения в относительных единицах деформации.

Каждые 500 мсек расчетные параметры заносились в протокол визуального контроля, а текущие значения первичной информации непрерывно регистрировались на жесткий диск.

Наземная часть комплекса. Основная задача наземного комплекса – оперативная обработка вибрационных процессов во временной и частотной областях с функциональной увязкой параметров высокочастотных процессов динамического нагружения элементов ГТД с параметрами полета самолета и работы двигателя.

Наземная часть программного комплекса, в частности, обеспечивает:

- построение обзорных графиков изменения величины вибропараметров и параметров, характеризующих работу двигателя и условия полета;
- идентификацию структурных составляющих спектров посредством использования кинематической модели двигателя, а также диагностических признаков, позволяющих идентифицировать развитие дефекта или технологического нарушения, допущенного при сборке двигателя;
- построение каскадов спектров, позволяющих проводить оценку перераспределения энергии колебаний вибропроцессов по времени, при изменении режима работы двигателя и (или) полета;
- идентификацию источников колебаний с одновременной визуализацией их интенсивности помощью модифицированной диаграммы Кемпбелла;

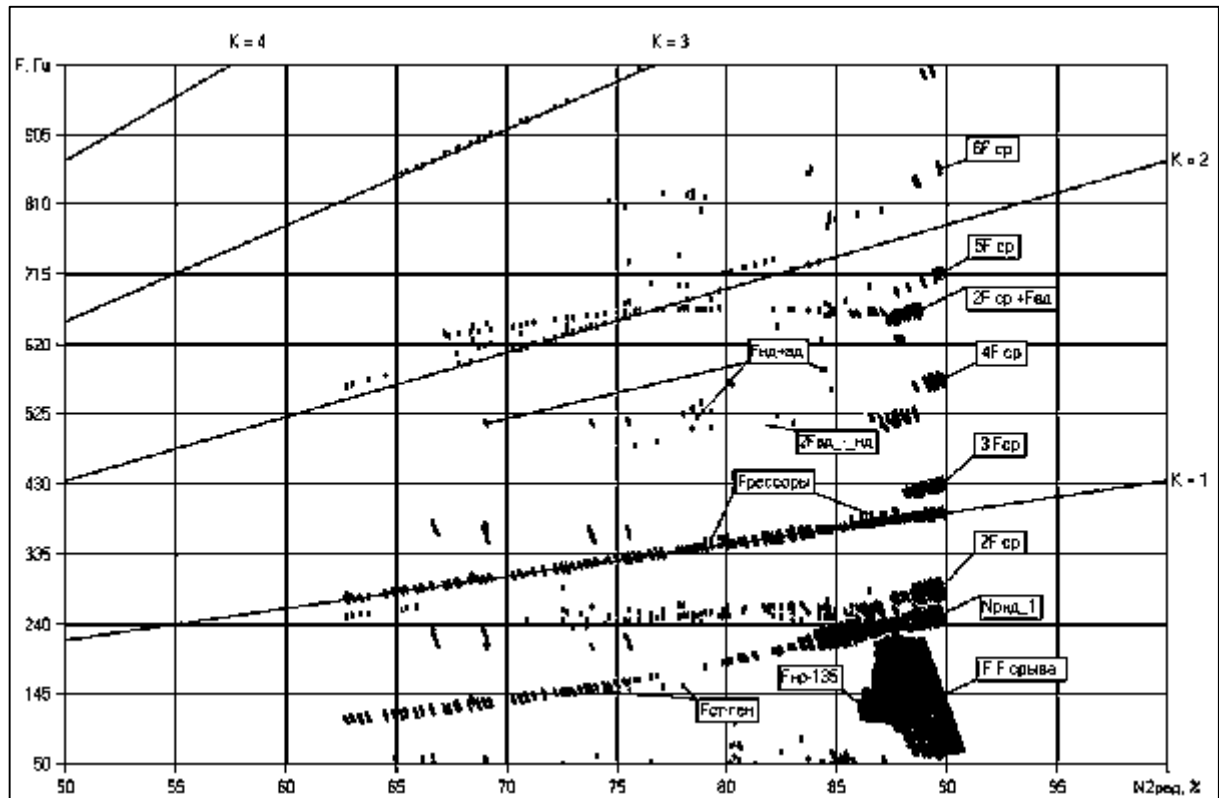


Рис. 4. Пример графического представления результатов вибрографирования в виде модифицированной диаграммы Кемпбелла с одновременным нанесением интенсивности вибраций для всех составляющих вибропроцесса.

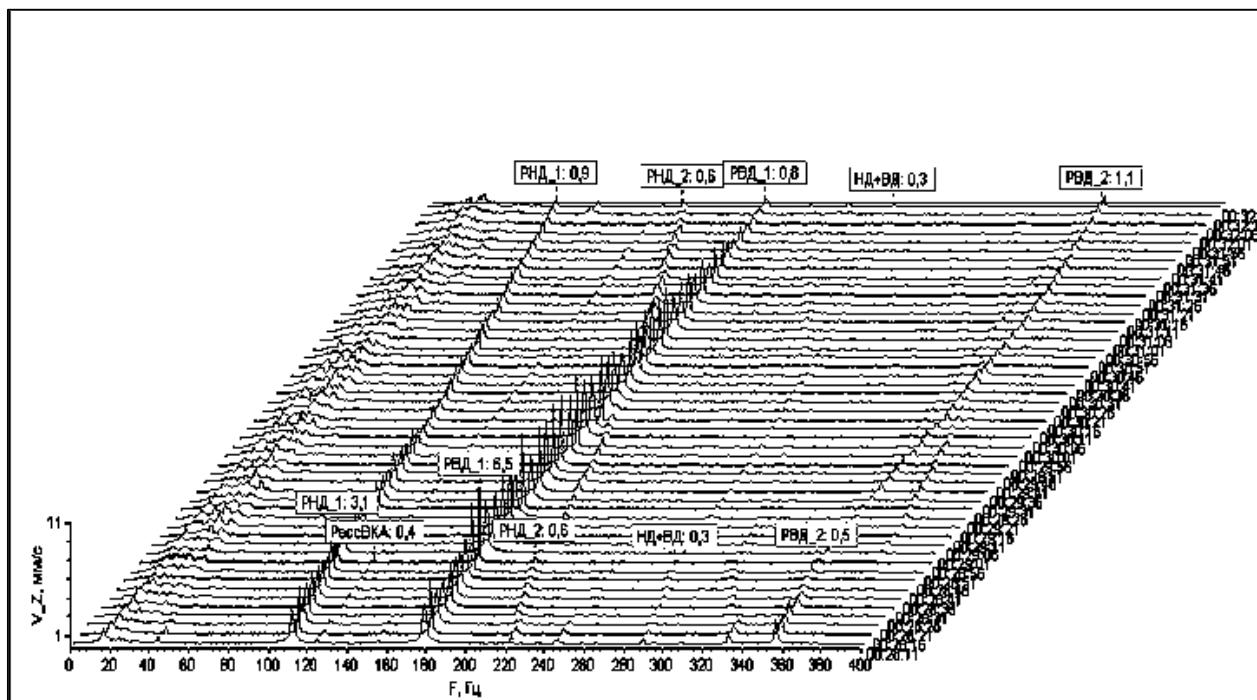
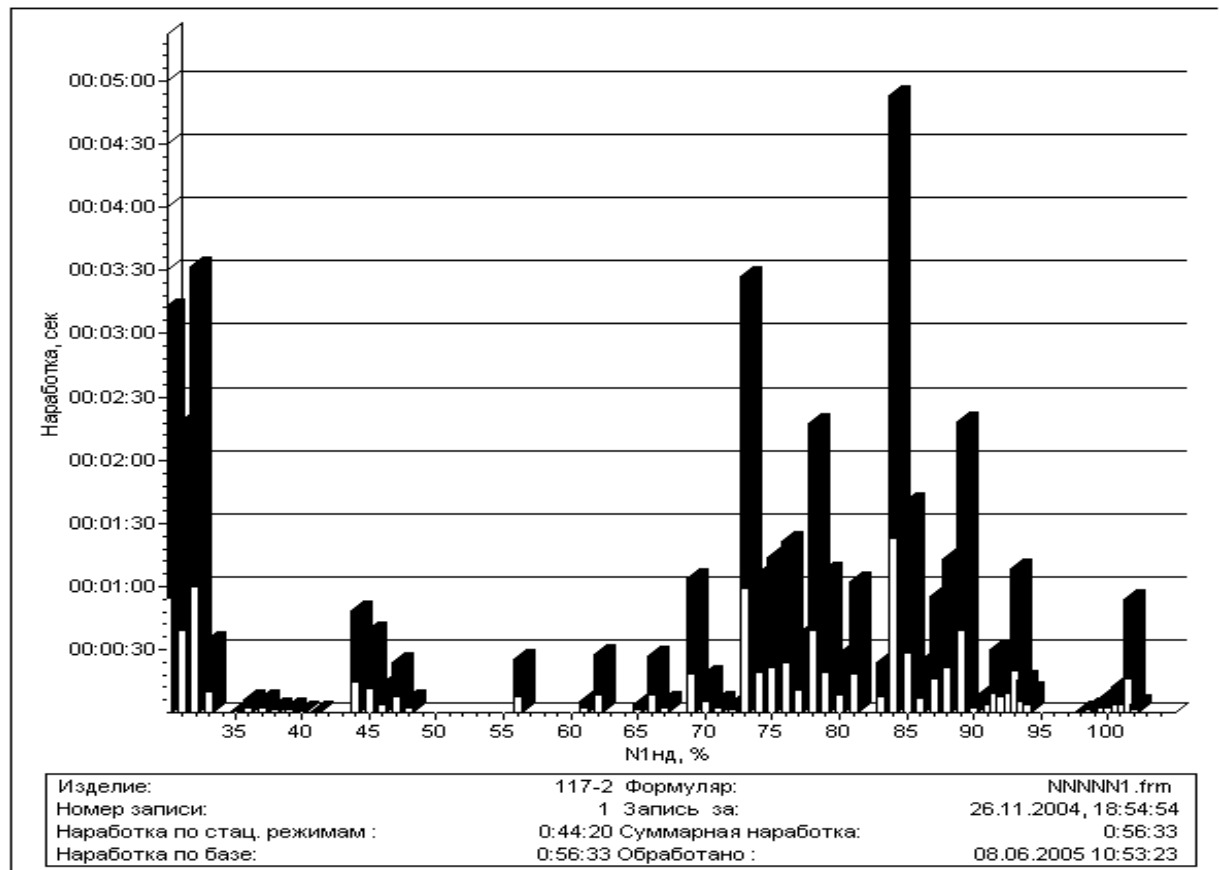
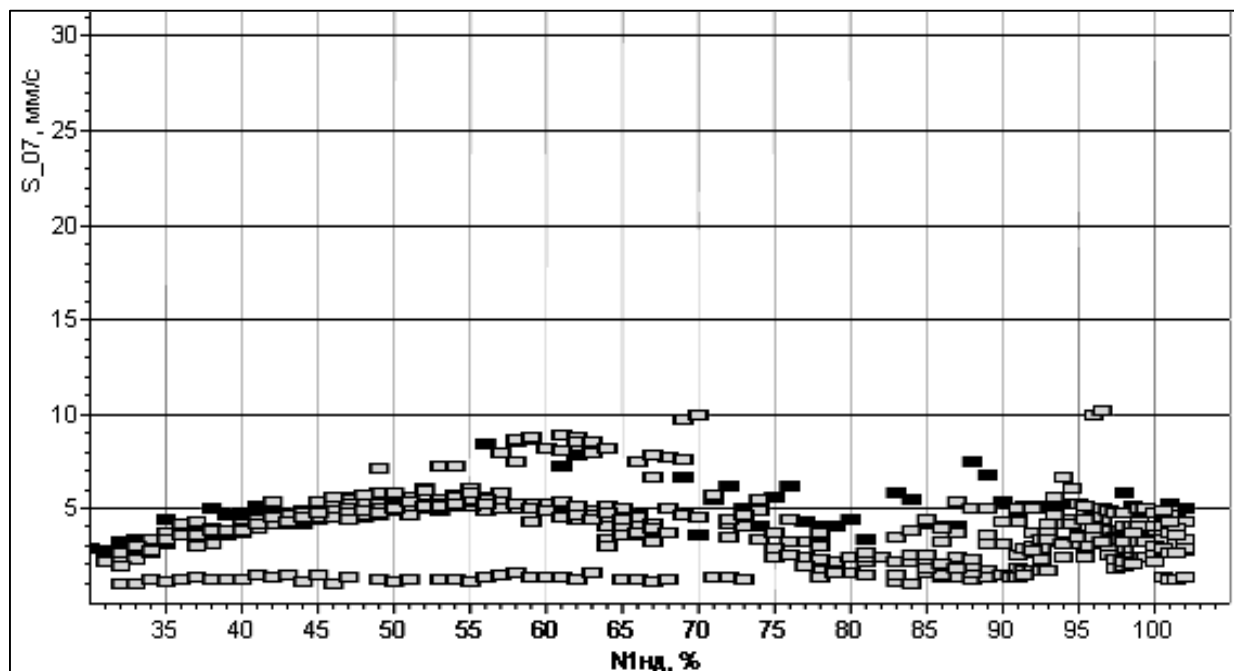


Рис. 5. Графическое представление каскадов спектров, полученных при выполнении вибрографирования двигателя



а



б

Рис .6. Графическое представление расчета режимной (вибрационной) наработки (а) и построение вибромодели двигателя (б)

- оценку степени взаимосвязи двух параметров и построение линий регрессии между ними в графическом виде;

- построение тензограмм и расчет величины вибронапряжений роторных деталей с инициализацией частоты вращения ротора;

- расчет вибронаработки двигателя и его элементов с документированием в виде диаграммы;

- представление в графическом виде изменение амплитуды (СКЗ) любой из спектральных составляющих вибраций по частоте вращения ротора за весь цикл проведения испытаний в виде обобщающего графика.

Примеры графического представления результатов испытаний, полученные на реальном материале при проведении ряда работ по вибрографированию и тензометрированию ГТД представлены на рис. 4 – 6.

Заключение

Разработанный в ЛИИ программно-аппаратный комплекс для информационного сопровождения летно-прочностных испытаний газотурбинного двигателя нового поколения обеспечивает: непрерывную запись виброакустических процессов и сопровождающей информации в течение всего полета, безопасность проведения испытаний за счет непрерывного бортового контроля динамического нагружения элементов двигателя в реальном времени и оперативную обработку ВЧ информации во временной и частотной областях, позволяя в течение 1 – 2 часов после посадки борта принимать решение о продолжении испытаний по вибрографированию и динамическому тензометрированию двигателя.

Литература

1. Коровин Б.Б. Оценка нагружения элементов конструкции ГТД в условиях полета. / В кн. Летные испытания газотурбинных двигателей (под редакцией Г.П. Долголенко) – М.: Машиностроение, 1983. – С. 83 – 91.

2. Бендат Д., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. – М.: Мир, 1971.

3. Коровин Б.Б., Червонюк В.В. Некоторые методические аспекты анализа неравномерности параметров потока при исследовании вибрационного нагружения элементов турбокомпрессора // Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова. – Научно-технический сборник № 134. – 1980. – С. 3 – 14.

4. Коровин Б.Б., Червонюк В.В., Климова С.Н. Анализ вибрационных процессов ГТД с помощью специализированных систем обработки // ЦИАМ. – Труды № 970. – 1982.

5. Дорошко С.М. Контроль и диагностирование технического состояния газотурбинных двигателей по вибрационным параметрам. – М.: Транспорт, 1984. – 128 с.

6. Балийский Ф.Я., Иванова М.А., Соколова А.Г., Хомяков Е.И. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов. – М.: Наука, 1984. – 120 с.

7. Архангельский А.Я. Приемы программирования в Delphi. – М.: ЗАО “Издательство Бином”, 2003. – 432 с.

Поступила в редакцию 27.05.2005

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

УДК 621.5

**В.Ю. РУТКОВСКИЙ¹, С.В. ЕПИФАНОВ², В.Н. ХАРИТОНОВ³, В.М. СУХАНОВ¹,
В.М. ГЛУМОВ¹**¹*Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова, РАН, Москва, Россия*²*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина*³*ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина*

НОВЫЙ ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ УГЛА СКРУЧИВАНИЯ ВАЛА ТРАНСМИССИИ ТВД ДЛЯ ЦЕЛЕЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ МОМЕНТА ТУРБИНЫ И ПОВЫШЕНИЯ СТЕПЕНИ БЕЗОПАСНОСТИ ЕЕ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ

Предложен новый алгоритм оценивания угла упругого скручивания вала с помощью расширенной системы измерения чисел оборотов, содержащей два индукционных датчика частоты вращения (ДЧВ), установленных на противоположных концах контролируемого вала. Данный алгоритм, предусматривающий введение метки (укорочения) одного из зубьев индукторной шестерни базового ДЧВ, является простым в части реализации вычислительных процедур и надежным по причине высокой степени защищенности начала отсчета от любого рода помех. Приведен пример вычисления оценки угла скручивания на основе анализа сигналов ДЧВ для крейсерского режима ТВД.

упругая трансмиссия ТВД, индукционный датчик оборотов, измерения и идентификация

Введение и постановка задачи¹

В процессе выработки жизненного цикла механических систем «генератор – привод» всегда актуальны задачи, связанные с оценкой прочностных показателей трансмиссии и мощности, передаваемой от генератора к приводу. Для решения этих задач обычно используются различные, автономно функционирующие системы. Как следствие приходится использовать разнотипные чувствительные элементы и увеличивать количество каналов обработки сигналов.

Целью данной работы является попытка решения указанных задач путем специальной обработки сигналов уже имеющихся в системе датчиков, т.е. без установки дополнительных измерительных устройств. В качестве объекта исследования был выбран авиационный турбовинтовой двигатель (ТВД). Для измерения частоты вращения (n_T) вала турби-

ны, в рассматриваемом случае, используются магнитоиндукционные датчики частоты вращения (ДЧВ) [1], выходным сигналом которых является частота переменной составляющей ЭДС, пропорциональная n_T . ДЧВ-1 и ДЧВ-2, установленные на противоположных концах вала, являются идентичными и предназначены как для измерения частоты вращения вала, так и для предотвращения аварийной ситуации, связанной с его обрывом. ДЧВ-2 установлен в области примыкания вала к турбине. Указанная информационная система осуществляет сравнение сигнала n_{T2} с некоторой жестко заданной величиной n_{T*} . Условие $n_{T2} > n_{T*}$, при обрыве вала является сигналом для аварийного отключения ТВД. Недостатками такой системы, срабатывающей лишь по свершившемуся факту обрыва, являются невозможность предотвращения аварии и отсутствие возможности снижения степени разрушения ТВД.

Предупредить аварию указанного типа можно понижением режима или полным отключением дви-

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (Пр № 03-01-00062) и Отд. ЭММПУ РАН (Пр № 18)

гателя по признаку начала пластических деформаций в материале вала, т.е. на стадии, предшествующей обрыву вала турбины. Таким признаком является, в частности, увеличение угла скручивания вала при отсутствии изменения входного сигнала (например, координаты расхода топлива). Для формирования такого признака необходимо иметь информацию о текущем значении угла скручивания $\delta_\alpha(t)$. Одновременно эта информация может служить основой для идентификации величины момента M_T , передаваемого от турбины к винтам ТВД [2].

В данной работе на примере длинномерного вала свободной турбины ТВД рассматривается возможность оценивания угла его скручивания $\delta_\alpha(t)$ с помощью дополнительной обработки сигналов двух стандартных датчиков частоты вращения, имеющих в штатной системе контроля оборотов вала и его целостности в составе трансмиссии ТВД.

1. Некоторые особенности измерительной системы и предварительные определения

В используемом типе датчика частоты вращения магнитное поле статорного полюса с размещенной на нем обмоткой периодически изменяется, увеличиваясь при прохождении под ним очередного зуба (полюса) напессованной на вал индукторной шестерни.

По конструктивным соображениям, связанным с изменяющимся вдоль вала профилем корпуса ТВД, диаметры индукторных шестерен датчиков, расположенных на противоположных концах вала, являются различными.

На рис. 1 представлен фрагмент измерительной системы ДЧВ, включающий в себя статорный полюс с обмоткой и индукторную шестерню (частично), напессованную на вал, числа оборотов которого n_T [об/с] подлежат измерению.

Пусть $z^{(i)}$ ($i=1,2$) – i -я индукторная шестерня, число зубьев (полюсов) которой равно z^i . При анализе получаемых в работе результатов будем считать, что в конкретном приложении число зубьев шестерни ДЧВ-1 равно $z^1 = 40$, а шестерня ДЧВ-2 имеет $z^2 = 12$ зубьев. В силу идентичности обоих датчиков ДЧВ геометрические размеры $a_c^{(i)}$ их статорных полюсов одинаковы (рис. 1). Ширина зуба шестерни равна ширине паза на делительном диаметре.

"Шагом" индукторной шестерни назовем угловой размер пары "зуб-паз", определенный в виде $\eta_i = 2\eta_{zi}$, где $\eta_{zi} \approx \pi/z^i$ – угловые размеры зубьев шестерни $z^{(i)}$. При заданных числах z^i радиусы внешних окружностей шестерен определяются по формуле $r_{zi} = a_i z^i / \pi$. Остальные обозначения, имеющиеся на рис. 1, разъясняются по ходу изложения.

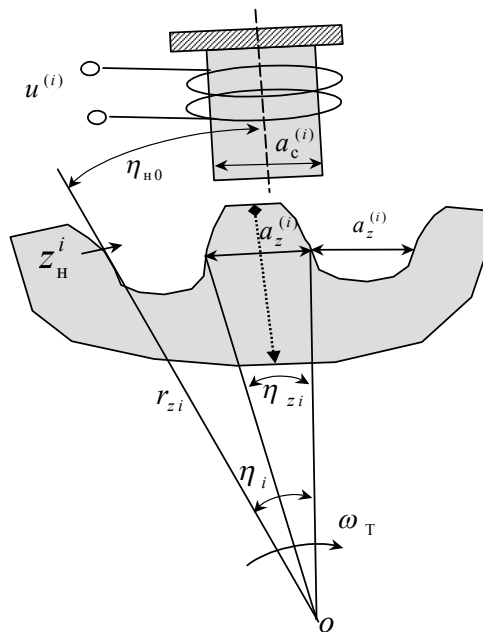


Рис. 1. Геометрия полюсов статора и индукторной шестерни i -го ДЧВ

Введем условие "нормальной" сборки индукторных шестерен на вале свободной турбины:

На каждой шестерне нанесем по одной условной "↓"-метке в виде линии (стрелка на рис. 1), совпадающей, например, с осью какого-либо зуба. При посадке индукторных шестерен на вал эти метки должны быть совмещены с продольной меткой (линией вала "0_в"), совпадающей с любой из образующих цилиндрической поверхности вала (рис. 2).

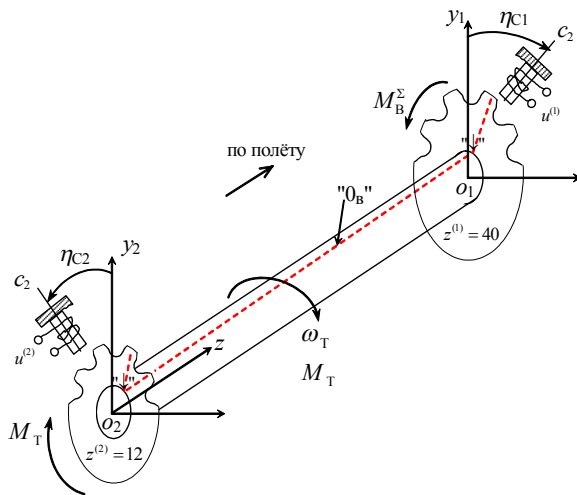


Рис. 2. Схема размещения ДЧВ на валу СТ

Выполнение условия "нормальной" сборки гарантирует наличие в измерительном узле, по крайней мере, одной пары "совмещенных" зубьев, т.е. таких зубьев двух шестерен, оси которых в проекции одной шестерни на другую совпадают. В частности, для случая $z^1 = 40$, $z^2 = 12$, и при выполнении условия "нормальной" сборки конфигурация такова, что ось каждого 4-го зуба шестерни $z^{(2)}$ (начиная с первого ($z_{1*}^{(2)}$), отмеченного "↓"-меткой) совпадает с осью каждого 11-го зуба шестерни $z^{(1)}$.

Узел, состоящий из вала и напесованных на его концы индукторных шестерен $z^{(i)}$ двух ДЧВ, назовем измерительным узлом расширенной системы измерения частоты вращения вала (рис. 2).

Под конфигурацией измерительного узла будем понимать геометрический образ (проекцию на общую плоскость) двух упорядоченных (по номерам

зубьев) множеств $z^{(1)} = (z_{k_1}^{(1)})$, $k_1 = 1, 2, \dots, z^1$ и $z^{(2)} = (z_{k_2}^{(2)})$, $k_2 = 1, 2, \dots, z^2$, элементы (зубья) которых расположены друг относительно друга вполне определенным образом, зависящим как от величины $z^2 / z^1 = \eta_2 / \eta_1$, так и от относительного сдвига условно первых (помеченных) зубьев $z_1^{(1)}$ и $z_1^{(2)}$.

Введенные на рис. 2 углы η_{C1} и η_{C2} представляют собой координаты положения осей статорных полюсов ДЧВ-1 и ДЧВ-2, отсчитываемых от связанных с корпусом ТВД коллинеарных осей $o_i y_i$.

"Набегающим" полюсом (в рассматриваемый момент времени t_0 и при заданном направлении вращения вала) условимся называть ближайший к статорному полюсу зуб индукторной шестерни (отмеченный на рис. 1 как z_n^i), угловое отклонение $\eta_{n0} = \eta_n(t_0)$ передней кромки которого от оси статора больше нуля, т.е. $\eta_n(t_0) \geq 0$.

В полюсных обмотках статоров при прохождении под ними индукторных полюсов наводятся ЭДС, переменные составляющие которых можно представить в виде синусоидальных сигналов $u^{(1)}(t)$ и $u^{(2)}(t)$ вида [1]:

$$u^{(i)} = A_i \sin(\omega_i t + \varphi_i) + \xi_i, \quad i = 1, 2, \quad (1)$$

где $A_i = k_i \omega_i$ – амплитуда; $\omega_i = z^i \omega_T$ – несущая частота сигнала ДЧВ; $\omega_T = \dot{\alpha}_T$ – угловая скорость вращения вала турбины; φ_i – фаза; ξ_i – шумы измерений. Выбирая в качестве опорного "низкочастотный" сигнал $u^{(2)}$, снимаемый с выхода ДЧВ-2, уравнения (1) можно переписать в виде

$$u^{(2)} = A_2 \sin z^2 \omega_T t + (\xi_2); \quad (2)$$

$$u^{(1)} = A_1 \sin(z^1 \omega_T t - \varphi_{00}) + (\xi_1), \quad (3)$$

где $\varphi_{00} = \bar{\varphi}_{00} + \tilde{\varphi}$ – фазовый сдвиг сигнала $u^{(1)}$ относительно $u^{(2)}$; $\tilde{\varphi}$ – переменная компонента фа-

зового сдвига сигналов, зависящая от угла скручивания упругого вала $\delta_\alpha(t)$; $\bar{\varphi}_{00} = \text{const}$ – статическая ("жесткая") компонента фазового сдвига, зависящая от геометрических параметров ($\eta_{C1}, \eta_{C2}, z^1, z^2$) элементов измерительной системы ДЧВ-1 и ДЧВ-2.

Взятые в скобки шумы ξ_i пока не принимаются во внимание. Кроме того, предполагается, что задача формирования импульсов δ_0 , соответствующих нулевым значениям сигналов $u^{(i)}(t)$ решена, причем

$$\text{sign } \delta_0 = \begin{cases} +1 & u^{(i)} = 0, \dot{u}^{(i)} > 0; \\ -1 & u^{(i)} = 0, \dot{u}^{(i)} < 0. \end{cases}$$

2. Определение фазового сдвига сигналов для случая жесткого вала ($c_\omega = \infty$)

Состояния ($u_{ki}^{(i)} = 0, \dot{u}_{ki}^{(i)} > 0$), определяющие точки пересечения графиков сигналов $u^{(1)}(t)$ и $u^{(2)}(t)$ с осью времени, назовем " $0_{ki}^{(i)}$ -точками" (или "нулями") наблюдаемых процессов.

Относительное положение графиков функций $u^{(1)}(t)$ и $u^{(2)}(t)$ характеризуется определенной последовательностью чередования " $0_{ki}^{(i)}$ -точек", зависящей от конфигурации измерительного узла, т.е. от геометрических параметров его конструкции.

Количественно характер взаиморасположения (смещения) графиков сигналов может быть описан периодической (с периодом T_{Π}) последовательностью равноотстоящих друг от друга временных отрезков $\Pi = (\tau_j), j \in (k_2 - 1) = 0, 1, 2, \dots, z_{\Pi}^{(2)}$, определяющих смещения $0_{k1}^{(1)}$ -точек относительно соответствующих $0_{k2}^{(2)}$ -точек базового сигнала $u^{(2)}(t)$ (рис.

3). В самом общем случае период T_{Π} совпадает с периодом вращения вала ($T_{\Pi} = 2\pi\omega_T^{-1}$).

Для рассматриваемой в работе конкретной конфигурации измерительного узла ($z^1 = 40$ и $z^2 = 12$) период повторения $T_{\Pi1} = T_{\Pi2} = \pi(2\omega_T)^{-1}$ последовательности $\Pi = (\tau_j)$ определяется наличием четырех пар "совмещенных" полюсов индукторных шестерен ДЧВ. В силу этого T_{Π} равен трем периодам базового сигнала $u^{(2)}(t)$, укладывающимся на отрезке времени между моментами прохождения под статорным полюсом ДЧВ-2 двух следующих один за другим "совмещенных" зубьев. При этом $j \in (k_2 - 1) = 0, 1, 2, 0, \dots$ так, что $\Pi = (\bar{\tau}_0, \bar{\tau}_1, \bar{\tau}_2)$. Надстрочная черта ($\bar{\tau}_j$) отмечает, что указанные параметры определены для случая жесткого вала.

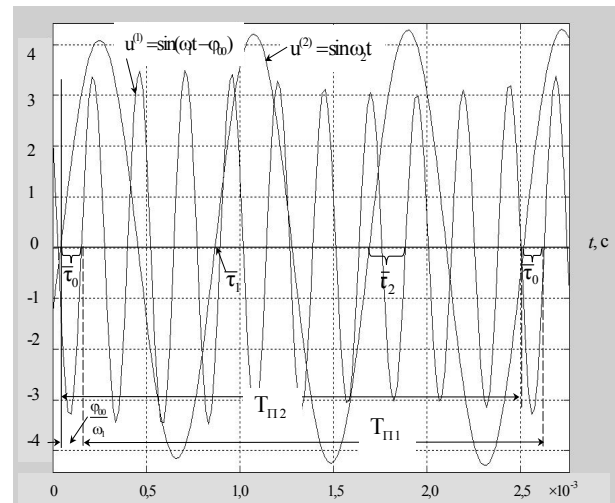


Рис. 3. Сигналы ДЧВ-2 и ДЧВ-1 для случая жесткого вала. ($\eta_C = 67^\circ, n_T = 1010 \text{ об/с}$)

Таким образом, нулевые точки $0_{k2}^{(2)}$ базового сигнала $u^{(2)}(t)$, принадлежащие любому из периодов повторения T_{Π} , примем в качестве опорных точек, относительно которых будем осуществлять замеры промежутков времени τ_j до появления ближайших к ним на оси времени $0_{k1}^{(1)}$ -точек сигнала

ла $u^{(1)}(t)$. При этом фазовые смещения нулевых точек сигнала $u^{(1)}(t)$ относительно соответствующих нулей сигнала $u^{(2)}(t)$ вычисляются по формуле

$$\bar{\varphi}_{0j} = \bar{\tau}_j \omega_1, [\text{рад}]. \quad (4)$$

Определение 1.

Фазу $\bar{\varphi}_{00} = \bar{\tau}_0 \omega_1$, определенную в $0_{k*}^{(2)}$ -точке, формируемой "совмещенным" полюсом индуктора ДЧВ-2, можно определить как фазу сдвига фрагмента ($T_{\Pi 1}$) сигнала $u^{(1)}(t \in T_{\Pi 1})$ относительно соответствующего фрагмента ($T_{\Pi 2}$) базового сигнала $u^{(2)}(t \in T_{\Pi 2})$, $T_{\Pi 1} = T_{\Pi 2}$.

Данное определение сохраняет силу и при рассмотрении сдвига сигналов двух датчиков при учете упругости вала.

Статическую компоненту $\bar{\varphi}_{0j}$ теоретически можно определить на основании анализа представленной на рис. 4 конфигурации измерительной системы в таком ее состоянии, при котором передняя кромка набегающего зуба $z_{1*}^{(2)}$ ("совмещенного" с $z_1^{(1)}$), совпав с осью oc_2 полюса статора ДЧВ-2, определяет момент появления нулевого значения выходного сигнала $u^{(2)} = 0$, $\dot{u}^{(2)} > 0$.

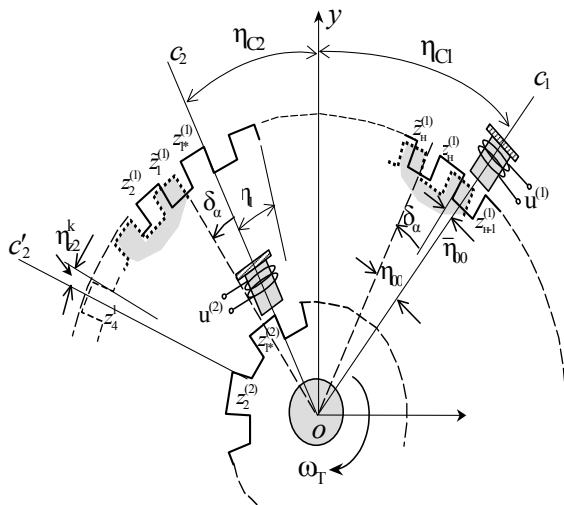


Рис. 4. Конфигурация измерительной системы ДЧВ в $0_{k*}^{(2)}$ -точке

Этому состоянию измерительной части "базового" датчика ДЧВ-2 соответствует угловое отклонение $\bar{\eta}_{00}$ передней кромки "набегающего" полюса $z_n^{(1)}$ ДЧВ-1 от оси oc_1 его статорного полюса.

Очевидно, что интервал времени, необходимый для перемещения полюса $z_n^{(1)}$ на угол $\bar{\eta}_{00}$, при котором реализуется $0_n^{(1)}$ -точка сигнала $u^{(1)}(t)$ ($u_1 = 0$, $\dot{u}_1 > 0$), составляет величину

$$\bar{\tau}_0 = \bar{\eta}_{00} \omega_T^{-1}. \quad (5)$$

Принимая в (4) $j = 0$ и $\omega_1 = z^1 \omega_T$ и сравнивая результат с (5), получим уравнение связи между фазовым сдвигом сигналов $u^{(1)}(t)$ и $u^{(2)}(t)$ и углом поворота измерительного узла

$$\bar{\varphi}_{00} = z^1 \bar{\eta}_{00}. \quad (6)$$

Понятно, что справедливо и более общее уравнение этой связи для промежуточных $0_k^{(2)}$ -точек

$$\bar{\varphi}_{0j} = z^1 \bar{\eta}_{0j}. \quad (7)$$

Обозначим далее:

$\eta_C = \eta_{C1} + \eta_{C2}$ – угловой раствор осей статоров;
 $\text{in}[\eta_C / \eta_1]$ – целое число "шагов" ($\eta_1 = 2\eta_{z1}$) шестерни $z_1^{(1)}$, укладываемое в раствор η_C .

Тогда, как видно из рис. 4, угол $\bar{\eta}_{00}$ можно определить по следующей формуле

$$\bar{\eta}_{00} = \eta_C - \eta_1 \text{in}[\eta_C / \eta_1] = \eta_1 \text{fr}[\eta_C / \eta_1] \geq 0. \quad (8)$$

Анализ конфигурации измерительной части системы на этом и следующем шагах поворота позволяет получить общее выражение для углов $\bar{\eta}_{0j}$, определяющих фазовые сдвиги сигнала $u^{(1)}$ относительно $u^{(2)}$ для всех $0_{k2}^{(2)}$ -точек на любом из периодов повторения T_{Π} :

$$\begin{aligned} \bar{\eta}_{0j} &= \eta_C - \left\{ j \text{fr}[\eta_{2/1}] + \text{in} \left[\frac{\eta_C - j \text{fr}[\eta_{2/1}] \eta_1}{\eta_1} \right] \right\} \eta_1 = \\ &= \eta_1 \text{fr}[(\eta_C / \eta_1) - j \text{fr}[\eta_{2/1}], \quad j \square (k_2 - 1) = 0, 1, 2, \dots, \end{aligned} \quad (9)$$

где введены следующие обозначения:

$$\text{fr}[\eta_{2/1}] = (\eta_{2/1} - \text{in}[\eta_{2/1}]) -$$

дробная часть отношения $\eta_{2/1} = \eta_2 / \eta_1$;

$$\text{in}[\eta_2 / \eta_1] \square \text{in}[\eta_{2/1}] -$$

целое число шагов шестерни $z^{(1)}$, укладывающееся на одном шаге шестерни $z^{(2)}$.

Учитывая (7), из уравнения (9) получим

$$\bar{\tau}_j = \frac{\eta_1}{\omega_T} \left\{ \frac{\eta_C}{\eta_1} - j \text{fr}[\eta_{2/1}] - \text{in} \left[\frac{\eta_C}{\eta_1} - j \text{fr}[\eta_{2/1}] \right] \right\}, \quad (10)$$

$$j = 0, 1, 2, \dots$$

Заметив, что $(\eta_1 / \omega_T) = T_1$, выражение (10) можно переписать в более простом виде

$$\bar{\tau}_j = T_1 \text{fr} \left[\frac{\eta_C}{\eta_1} - j \text{fr}[\eta_{2/1}] \right], \quad j = 0, 1, 2, \dots \quad (11)$$

4. Учет упругости вала на скручивание ($c_\omega \neq \infty$)

Из-за упругости вала при передаче момента от турбины к винтам появляется угол упругого скручивания вала δ_α , изменяющий конфигурацию измерительного узла. Это изменение вызывается поворотом индукторной шестерни $z^{(1)}$ относительно шестерни $z^{(2)}$ на угол δ_α . На рис. 4 данный поворот определен через смещение зуба $z_1^{(1)}$ (в положение $\tilde{z}_1^{(1)}$, обозначенное пунктирной линией с затенением), на величину δ_α по отношению к "совмещенному" с ним (в недеформированном состоянии вала) зубу $z_1^{(2)}$ (ДЧВ-2).

В положении измерительного узла, соответствующем $0_{k*}^{(2)}$ -точке (рис. 4), отклонение η_{00} передней кромки "набегающего" зуба $\tilde{z}_H^{(1)}$ индукторной шестерни $z^{(1)}$ от оси статора ДЧВ-1 с учетом упругого сдвига вала на угол δ_α понятным из рис. 4 образом определяется по формуле

$$\eta_{00} = \eta_C + \delta_\alpha - \eta_1 \text{in}[(\eta_C + \delta_\alpha) / \eta_1]. \quad (12)$$

Общая формула определения параметра η_{0j} , в остальных $0_{k2}^{(2)}$ -точках, принадлежащих периоду повторения имеет вид, аналогичный (9):

$$\eta_{0j} = \tilde{\eta}_C - \left\{ j \text{fr}[\eta_{2/1}] + \text{in} \left[\frac{\tilde{\eta}_C}{\eta_1} - j \text{fr}[\eta_{2/1}] \right] \right\} \eta_1, \quad (13)$$

где для краткости обозначено

$$\tilde{\eta}_C = \eta_C + \delta_\alpha.$$

Поскольку интервал времени, необходимый для перемещения полюса $z_H^{(1)}$ на угол η_{0j} , при котором реализуется $0_{k1}^{(1)}$ -точка сигнала $u^{(1)}(t)$ ($u_1 = 0, \dot{u}_1 > 0$), составляет величину

$$\tau_j = \eta_{0j} \omega_T^{-1}, \quad (14)$$

то из (13) найдем

$$\tau_j = T_1 \left\{ \frac{\tilde{\eta}_C}{\eta_1} - j \text{fr}[\eta_{2/1}] - \text{in} \left[\frac{\tilde{\eta}_C}{\eta_1} - j \text{fr}[\eta_{2/1}] \right] \right\}. \quad (15)$$

5. Определение угла скручивания вала при наличии укороченного по высоте зуба индукторной шестерни ДЧВ-2

Укорочение зуба $z_{k*}^{(2)}$ индуктора ДЧВ-2 приводит к заметному уменьшению амплитуды сигнала $u^{(2)}$ при прохождении этого зуба под полюсом статора, что позволяет идентифицировать $0_{k*}^{(2)}$ -точку как начало отсчета $t = t_0$.

Пусть t_1 – ближайший к t_0 момент реализации $0_k^{(1)}$ -точки сигнала $u^{(1)}$. Зафиксируем $\tau_0 = t_1 - t_0$. Аналогичным образом могут быть определены интервалы τ_j при $0_k^{(2)}$ -точках, формируемых "несовмещенными" полюсами индуктора ДЧВ-2.

Пусть далее t_2 – момент реализации $0_{k+1}^{(1)}$ -точки сигнала $u^{(1)}$. Тогда $t_2 - t_1 = T_1$ подпадающий изменению период сигнала $u^{(1)}$.

Рассмотрим один из возможных способов вычисления угла скручивания δ_α по результатам измерения интервала τ_0 и периода T_1 .

Положив в (15) $j = 0$, получим

$$T_1 \left\{ \frac{\eta_C}{\eta_l} + \frac{\delta_\alpha}{\eta_l} - \ln \left[\frac{\eta_C}{\eta_l} + \frac{\delta_\alpha}{\eta_l} \right] \right\} = \tau_0. \quad (16)$$

Аналогичным образом из (10) следует

$$T_1 \left\{ \frac{\eta_C}{\eta_l} - \ln \left[\frac{\eta_C}{\eta_l} \right] \right\} = \bar{\tau}_0. \quad (17)$$

Вычитая из (16) выражение (17), получим нелинейное уравнение относительно угла δ_α :

$$T_1 \left\{ \frac{\delta_\alpha}{\eta_l} - \left(\ln \left[\frac{\eta_C}{\eta_l} + \frac{\delta_\alpha}{\eta_l} \right] - \ln \left[\frac{\eta_C}{\eta_l} \right] \right) \right\} = \Delta\tau_0, \quad (18)$$

где обозначено

$$\Delta\tau_0 = \tau_0 - \bar{\tau}_0. \quad (19)$$

Введем понятное и вполне реализуемое ограничение на область существования решения δ_α , устанавливающее следующее правило проектирования:

Максимально возможное значение угла скручивания вала не должно превышать угловой размер "шага" η_l индукторной шестерни ДЧВ-1:

$$\delta_\alpha \in (0, \delta_{\alpha \max}], \quad \delta_{\alpha \max} < \eta_l. \quad (20)$$

В частности, для рассматриваемого в работе приложения имеем $\delta_{\alpha \max} \approx 6^\circ$, $\eta_l = 9^\circ$, т.е. требование (20) выполняется, что позволяет использовать уравнение (18) для вычисления δ_α .

Рассмотрим выражение (•), стоящее в левой части уравнения (18). Здесь $\delta_\alpha / \eta_l < 1$ в силу (20).

Тогда область значений переменной

$$\delta_\alpha < \delta_{\alpha l} = \eta_l (1 - \text{fr} [\eta_C / \eta_l]) \quad (21)$$

определим как область малых значений $\delta_\alpha = (0, \delta_{\alpha l}]$, $\delta_{\alpha l} \leq \delta_{\alpha \max}$, в которой понятным образом выполняется условие

$$\ln \left[\frac{\eta_C}{\eta_l} + \frac{\delta_\alpha}{\eta_l} \right] \equiv \ln \left[\frac{\eta_C}{\eta_l} \right]. \quad (22)$$

При этом, как видно из (19),

$$\Delta\tau_0 = \tau_0 - \bar{\tau}_0 > 0$$

и решением уравнения (18) является выражение

$$\delta_\alpha = \frac{\eta_l}{T_1} \Delta\tau_0. \quad (23)$$

Из (21) видно, что диапазон применимости формулы (23) для вычисления δ_α увеличивается с уменьшением величины $\text{fr} [\eta_C / \eta_l]$ и максимален ($\delta_{\alpha l} = \delta_{\alpha \max}$), если $\text{fr} [\eta_C / \eta_l] = 0$.

В общем случае при $\delta_\alpha \geq \delta_{\alpha l} = \eta_l (1 - \text{fr} [\eta_C / \eta_l])$ соотношение (22) принимает следующий вид:

$$\ln \left[\frac{\eta_C}{\eta_l} + \frac{\delta_\alpha}{\eta_l} \right] = \ln \left[\frac{\eta_C}{\eta_l} \right] + 1, \quad (24)$$

подсказывающий, что из-за возрастания δ_α произошло скачкообразное увеличение на единицу целого числа "шагов" индукторной шестерни, содержащихся в растворе $\tilde{\eta}_C = \eta_C + \delta_\alpha$.

При этом вместо $\tilde{z}_H^{(1)}$ "набегающим" становится зуб $z_{H-1}^{(1)}$ (рис. 4), вышедший на позицию η'_{00} , сколь угодно близкую к статорному полюсу ДЧВ-1. По этой причине величина интервала τ_0 скачком уменьшается до малой величины $\tau'_0 < \bar{\tau}_0$, вследствие чего вычисляемая по формуле (19) разность $\Delta\tau_0$ принимает отрицательное значение. Данный факт подтверждается подстановкой выражения (23) в уравнение (17), в результате которой имеем

$$\Delta\tau_0 = T_1 \left\{ \frac{\delta_\alpha}{\eta_l} - 1 \right\} < 0. \quad (25)$$

Отсюда решением уравнения (18) в области повышенных значений

$$\delta_\alpha \geq \delta_{\alpha l} = \eta_l (1 - \text{fr} [\eta_C / \eta_l])$$

является выражение

$$\delta_\alpha = \eta_l \left(1 + \frac{\Delta\tau_0}{T_1} \right). \quad (26)$$

Аналогичным образом можно получить соотношение для определения угла δ_α по результатам из-

мерения интервалов τ_j в промежуточных $0_k^{(2)}$ -точках, формируемых "несовмещенными" полюсами индуктора ДЧВ-2. При этом разность

$$\Delta\tau_j = \tau_j - \bar{\tau}_j \quad (27)$$

является практически измеряемой.

Используя соотношения (10) и (15), можем записать

$$\Delta\tau_j = T_1 \left\{ \frac{\delta_\alpha}{\eta_l} - \left(\ln \left[\frac{\eta_C}{\eta_l} - j \operatorname{fr} [\eta_{2/1}] + \frac{\delta_\alpha}{\eta_l} \right] - \ln \left[\frac{\tilde{\eta}_C}{\eta_l} - j \operatorname{fr} [\eta_{2/1}] \right] \right) \right\}. \quad (28)$$

Здесь выражение $(\bullet)$ в силу (20) может принимать два значения:

$$(\bullet) = \begin{cases} 0 & \text{при } \frac{\delta_\alpha}{\eta_l} + \operatorname{fr} \left[\frac{\eta_C}{\eta_l} - j \operatorname{fr} [\eta_{2/1}] \right] < 1; \\ 1 & \text{при } \frac{\delta_\alpha}{\eta_l} + \operatorname{fr} \left[\frac{\eta_C}{\eta_l} - j \operatorname{fr} [\eta_{2/1}] \right] \geq 1. \end{cases}$$

Из (28) видно, что значению $(\bullet) = 0$ соответствует $\Delta\tau_j > 0$. При $(\bullet) = 1$ имеем $\Delta\tau_j \leq 0$.

Отсюда следует, что решениями уравнения (28) относительно переменной δ_α для любого j -го измерения являются

$$\delta_\alpha = \begin{cases} \eta_l \frac{\Delta\tau_j}{T_1} & \text{при } \Delta\tau_j > 0, \quad j = 0, 1, 2, 0, \dots; \\ \eta_l \left(1 + \frac{\Delta\tau_j}{T_1} \right) & \text{при } \Delta\tau_j \leq 0. \end{cases} \quad (29)$$

Таким образом, в основу простейшего алгоритма вычисления угла δ_α при наличии укороченного зуба $z_{1*}^{(2)}$ индукторной шестерни $z^{(2)}$ может быть положена следующая последовательность операций, повторяющаяся на каждом периоде T_{Π} :

1. Фиксация момента t_0 , соответствующего $0_{1*}^{(2)}$ -точке сигнала $u^{(2)}$ при прохождении укороченного зуба $z_{1*}^{(2)}$ под полюсом статора ДЧВ-2, как начала отсчета для последующих измерений.

2. Фиксация ближайшего к t_0 момента времени t_1 , в который реализуется $0_k^{(1)}$ -точка сигнала $u^{(1)}$, и последующее вычисление интервала $\tau_0 = t_1 - t_0$.
3. Фиксация момента времени t_2 , соответствующего моменту реализации $0_{k+1}^{(1)}$ -точки сигнала $u^{(1)}$, и определение величины его периода $T_1 = t_2 - t_1$.
4. Вычисление значения $\bar{\tau}_0 = T_1 \operatorname{fr} [\eta_C / \eta_l]$.
5. Вычисление разности $\Delta\tau_0 = \tau_0 - \bar{\tau}_0$, включая операцию определения знака $\Delta\tau_0$.
6. Вычисление оценки текущего значения угла δ_α :

$$\delta_\alpha = \begin{cases} \eta_l \frac{\Delta\tau_0}{T_1} & \text{при } \Delta\tau_0 > 0; \\ \eta_l \left(1 + \frac{\Delta\tau_0}{T_1} \right) & \text{при } \Delta\tau_0 \leq 0. \end{cases}$$

Небольшое усложнение рассмотренного простейшего алгоритма дает возможность улучшить качество оценивания δ_α . Это достигается осуществлением на периоде повторения T_{Π} дополнительных измерений промежуточных значений интервалов τ_j , что позволяет за счет использования (29) повысить частоту получения информации о координате δ_α . Повышение качества оценивания при этом реализуется путем осреднения локальных результатов на периоде T_{Π} .

Работоспособность рассмотренных алгоритмов подтверждает анализ процессов, представленных на рис. 5. Здесь воспроизведены модели сигналов ДЧВ-1 и ДЧВ-2 (с угловым раствором статорных полюсов $\eta_C = 67^\circ$), регистрирующих вращение вала турбины в крейсерском режиме, отличающимся от режима, близкого к ЗМГ (рис. 4), числом оборотов турбины ($n_T = 120$ об/с) и повышенным значением передаваемого момента, вызывающим угол скручивания вала $\delta_\alpha = 4^\circ$.

Один из "совмещенных" зубьев $z_{k*}^{(2)}$ шестерни $z^{(2)}$ "укорочен", что на осциллограмме отображается полуволной с уменьшенным значением амплитуды.

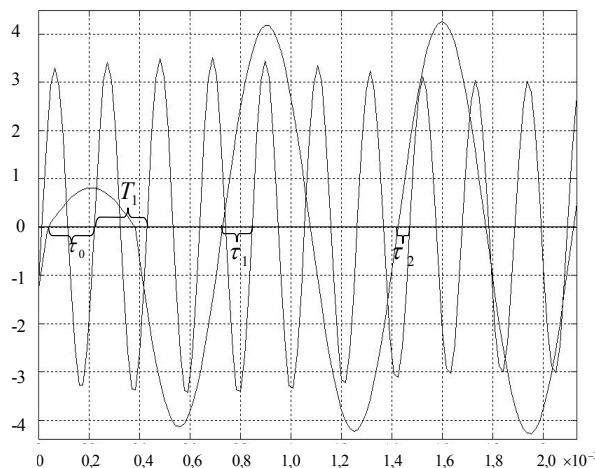


Рис. 5. Модель сигналов ДЧВ-2 и ДЧВ-1.
Крейсерский режим
($\eta_c = 67^\circ$, $n_T = 120$ об/с, $\delta_\alpha = 4^\circ$)

Из осциллограммы прямыми измерениями получаем: $\tau_0 = 1,809 \cdot 10^{-4}$, $T_1 = 2,067 \cdot 10^{-4}$ с, $\tau_1 = 1,137 \cdot 10^{-4}$ с, $\tau_2 = 4,522 \cdot 10^{-5}$ с. Учитывая, что $\eta_1 = 9^\circ$, $\eta_2 = 30^\circ$ и, принимая во внимание измеренное значение T_1 , по формулам (11) найдем: $\bar{\tau}_0 = 9,187 \cdot 10^{-5}$ с, $\bar{\tau}_1 = 2,297 \cdot 10^{-5}$ с, $\bar{\tau}_2 = 1,608 \cdot 10^{-4}$ с.

С учетом измеренных значений τ_j вычислим следующие разности: $\Delta\tau_j = \tau_j - \bar{\tau}_j$; $\Delta\tau_0 = 8,9 \cdot 10^{-5}$; $\Delta\tau_1 = 9,07 \cdot 10^{-5}$; $\Delta\tau_2 = -1,156 \cdot 10^{-4}$. Применяя формулы (29), вычисляем $\delta_{\alpha 0} = \delta_\alpha(\Delta\tau_0) = 3,88^\circ$, $\delta_{\alpha 1} = \delta_\alpha(\Delta\tau_1) = 3,95^\circ$, $\delta_{\alpha 2} = \delta_\alpha(\Delta\tau_2) = 3,97^\circ$ и, как итог, получаем оценку угла скручивания вала на рассматриваемом периоде повторения T_{Π} : $\hat{\delta}_\alpha = 3,93(3)^\circ$.

Заключение

Рассмотренная методика оценивания угла скручивания вала является простой в части реализации

вычислительных процедур и надежной по причине высокой степени защищенности начала отсчета ($0_{k*}^{(2)}$ -точки) от любого рода помех.

Важным требованием для обеспечения нормального функционирования алгоритма является минимизация допуска угловых координат установки датчиков ДЧВ-1 и ДЧВ-2. Достаточно важным является также выполнение условия "нормальной" сборки индукторных шестерен на вале свободной турбины.

Точность оценивания угла скручивания вала зависит от точности задания параметра η_c и от точности определения моментов реализации $0_k^{(i)}$ -точек.

Литература

1. Левшина Е.С., Новицкий П.В. Электрические измерения физических величин. – Л.: Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.
2. Рутковский В.Ю., Епифанов С.В., Земляков С.Д., Суханов В.М., Глумов В.М. Алгебраический и адаптивный подходы к задаче идентификации крутящего момента свободной турбины ТВД // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр. – Х.: ХАИ, 2002. – Вып. 31. Двигатели и энергоустановки. – С. 197 – 201.
3. Суханов В.М., Глумов В.М., Епифанов С.В., Куликов Г.Г. Исследование работоспособности алгоритмов идентификации момента свободной турбины в установившихся и переходных режимах ТВД на компьютерном имитаторе полунатурного стенда // Вестник двигателестроения. – 2004. – № 2. – С. 177 – 183.

Поступила в редакцию 29.04.2005

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

УДК 629.735.036

В.В. ПАНИН, А.П. ВОЗНЮК, СУНЬ ГАОЮН*Национальный авиационный университет, Киев, Украина*

МЕТОД ОЦЕНКИ ВЕЛИЧЕНЫ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА ПЕРЕД ТУРБИНОЙ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ГТД

Рассмотрен расчетный метод определения температуры газа перед турбиной в процессе приемистости для трехвальных двухконтурных турбореактивных двигателей ограниченной контролепригодности.

измеряемые параметры газотурбинного двигателя, температура газа перед турбиной, двигатели ограниченной контролепригодности, переходные режимы работы

Введение

Наиболее теплонапряженными конструктивными элементами ГТД являются сопловые и рабочие лопатки первой ступени турбины, ресурс которых во многом определяет ресурс двигателя в целом. Создание конкурентно-способных двигателей требует предельно возможного по условиям прочности повышения температуры газа перед турбиной, в результате чего величина допустимого заброса температуры не превышает 4 – 5 °С. Указанные обстоятельства свидетельствуют о необходимости определения фактического значения температуры газа перед турбиной с достаточно высокой точностью как на этапе доводки двигателей, так и в процессе эксплуатации для оценки выработки ресурса ГТД. Следует также отметить, что максимальные забросы температуры газа перед турбиной возникают на режиме приемистости. Наиболее значительное повышение температуры газа наблюдается в ГТД маневренных самолетов, а также в двухконтурных двигателях с высокими значениями степени двухконтурности и тягой 20 т. и более.

Формулирование проблемы

Температура газа перед турбиной в современных ГТД превышает 1700 К, а для измерения температур выше 1400 К уже невозможно использовать термпары, которые широко применяются в авиационных

двигателях для измерения температуры газа за турбиной [1].

Использование пирометров для дистанционного измерения высоких температур газа не нашло широкого применения в авиационных ГТД из-за малого ресурса элементов оптической системы, а применение лазерной термометрии возможно только на опытных двигателях [2]. Ограниченность ресурса оптической системы пирометра связана с потерей прозрачности кварцевого стекла из-за нагароотложения на его внешней поверхности. Потеря прозрачности, как правило, наступает после двадцати пяти часов наработки.

Исходя из вышераассмотренного, можно сделать вывод о несомненной актуальности развития методов расчетного определения температуры газа перед турбиной как на установившихся, так и на переходных режимах работы. В свою очередь эффективность применения расчетных методов зависит от уровня контролепригодности ГТД. Наиболее сложно решается задача определения величины температуры газа перед турбиной применительно к трехвальным двухконтурным двигателям пониженной контролепригодности на переходных режимах их работы. Поскольку подавляющее большинство парка трехвальных ТРДД Украины составляют двигатели пониженной контролепригодности, то приоритетной авторы считают именно вышеуказанную задачу.

Решение проблемы

При определении величины температуры газа перед турбиной расчетным путем для ГТД различных типов и схем необходимо установить функциональные связи между измеряемыми параметрами и температурой газа перед турбиной.

В эксплуатирующихся в настоящее время трехвальных ТРДД отечественного производства измеряются параметры потока на входе в двигатель, частоты вращения роторов вентилятора и высокого давления, мгновенный расход топлива, температура заторможенного потока за турбиной среднего давления, давление заторможенного потока за компрессором и положение рычага управления двигателем.

На некоторых типах двигателей предусмотрено также измерение частоты вращения ротора среднего давления. Современные бортовые средства контроля и диагностики (БСКД) позволяют регистрировать перечисленные параметры в реальном масштабе времени с высокой частотой опроса первичных преобразователей (датчиков) [3, 4], что позволяет проводить оценку изменения параметров двигателя на переходных режимах работы.

Для установления функциональной связи между изменением частоты вращения ротора среднего давления и величиной расхода топлива воспользуемся уравнением, приведенным в работе [5] для одновального ТРД

$$\frac{dn}{d\tau} = \frac{900}{\pi^2} \frac{1}{n} \eta_{\varepsilon} H_U \left(1 - \frac{1}{\frac{k_{\varepsilon} - 1}{\pi_T^* k_{\varepsilon}}} \right) \eta_T^* \Delta G_T, \quad (1)$$

где $\frac{dn}{d\tau}$ – изменение частоты вращения во времени;

η_{ε} – коэффициент полноты сгорания;

H_U – низшая теплотворная способность топлива;

π_T^* – степень понижения давления в турбине;

k_{ε} – показатель адиабаты расширения газа;

η_T^* – КПД турбины;

ΔG_T – избыток расхода топлива относительно соответствующего стационарного режима.

Для ротора среднего давления трехвального ТРДД уравнение энергии (динамики ротора) аналогичное уравнению (1) записывается также в виде

$$\Delta N_{ТСД} = \frac{\pi^2}{900} J_{ZCC} n_{CD} \frac{dn_{CD}}{d\tau}, \quad (2)$$

где $\Delta N_{ТСД}$ – избыточная мощность турбины среднего давления;

J_{ZCC} – приведенный массовый полярный момент инерции ротора среднего давления.

Мощность турбины среднего давления (ТСД) пропорциональна её работе

$$L_{ТСД} = \frac{k_{\varepsilon}}{k_{\varepsilon} - 1} R_{\varepsilon} T_{TB}^* \left(1 - \frac{1}{\frac{k_{\varepsilon} - 1}{\pi_{ТСД}^* k_{\varepsilon}}} \right) \eta_{ТСД}^*, \quad (3)$$

где T_{TB}^* – температура заторможенного потока на входе в ТСД;

R_{ε} – газовая постоянная;

$\pi_{ТСД}^*$ – степень понижения давления в ТСД.

Величина T_{TB}^* связана с температурой газа перед турбиной следующим уравнением

$$T_{TB}^* = T_{\varepsilon}^* - \frac{L_{TB}}{C_{p,\Gamma}}, \quad (4)$$

где T_{ε}^* – температура газа перед турбиной;

L_{TB} – работа турбины высокого давления;

$C_{p,\Gamma}$ – теплоемкость газа.

После постановки значения T_{TB}^* из уравнения (4) в уравнение (3) и несложных преобразований получим

$$L_{ТСД} = C_{p,\Gamma} T_{TB}^* \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\frac{k_{\varepsilon} - 1}{\pi_{TB}^* k_{\varepsilon}}} \right) \eta_{TB}^* \right] \times$$

$$\times \left[1 - \frac{1}{\pi_{TCД}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{TCД}^*, \quad (5)$$

где T_{TB}^* – степень понижения давления в турбине высокого давления.

Мощность на валу турбины среднего давления с учетом уравнения (5) равна

$$N_{TCД} = G_{Г.TB} C_{p.Г} T_{\varepsilon}^* \left[1 - \left[1 - \frac{1}{\pi_{TB}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{TB}^* \right] \times \left[1 - \frac{1}{\pi_{TCД}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{TCД}^*, \quad (6)$$

где $G_{Г.TB}$ – расход газа на входе в ТСД:

$$G_{Г.TB} = G_{\varepsilon} (1 + g_{CA.TB} + g_{PK.TB}); \quad (7)$$

G_{ε} – расход газа на выходе из камеры сгорания;

$g_{CA.TB}$, $g_{PK.TB}$ – соответственно, относительные расходы воздуха на охлаждение соплового аппарата и рабочего колеса турбины высокого давления.

Совместное решение уравнений (6) и (7) позволяет получить следующее соотношение для определения мощности турбины среднего давления:

$$N_{TCД} = G_{\varepsilon.m\phi} C_{p.\varepsilon} (1 + g_{CA.TB} + g_{PK.TB}) \times \left[1 - \left[1 - \frac{1}{\pi_{m\phi}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{m\phi}^* \right] \left[1 - \frac{1}{\pi_{TCД}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{TCД}^*. \quad (8)$$

Мощность турбины среднего давления на режимах работы выше полетного малого газа, т.е. при условии, что величины $\pi_{m\phi}^*$, $\eta_{m\phi}^*$, $\pi_{TCД}^*$, $\eta_{TCД}^*$ практически постоянны, пропорциональна количеству тепла, подведенного к рабочему телу в камере сгорания. Соответственно прирост мощности турбины среднего давления пропорционален приросту подведенного тепла, т.е.

$$\Delta N_{TCД} \sim G_{\varepsilon.m\phi} C_{p.\varepsilon} T_{\varepsilon}^* \sim \Delta G_m H_u \eta_{\varepsilon}$$

или с учетом уравнения (8)

$$\begin{aligned} \Delta N_{TCД} &= \Delta G_m H_u \eta_{\varepsilon} \times \\ &\times (1 + g_{CA.TB} + g_{PK.TB}) \times \\ &\times \left[1 - \left[1 - \frac{1}{\pi_{m\phi}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{m\phi}^* \right] \times \\ &\times \left[1 - \frac{1}{\pi_{TCД}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{TCД}^*. \end{aligned} \quad (9)$$

Связь между приростом частоты вращения ротора среднего давления и приростом расхода топлива позволяет установить совместное решение уравнений (2) и (9)

$$\begin{aligned} \frac{dn_{CD}}{d\tau} &= \frac{A}{n_{cm}} \left[1 - \left[1 - \frac{1}{\pi_{m\phi}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{m\phi}^* \right] \times \\ &\times \left[1 - \frac{1}{\pi_{TCД}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{TCД}^* H_u \eta_{\varepsilon} \Delta G_m, \end{aligned} \quad (10)$$

$$\text{где } A = \frac{900(1 + g_{CA.TB} + g_{PK.TB})}{\pi^2 I z_{CD}}.$$

Величина ΔG_m представляет собой разницу между мгновенным значением расхода топлива в процессе приемистости и потребным расходом топлива, необходимым для поддержания стационарного режима работы двигателя на данной частоте вращения ротора.

Связь между измеряемой температурой газа за турбиной среднего давления $T_{TCД}^*$ и температурой газа перед турбиной можно установить, используя уравнение, приведенное в работе [6]:

$$\begin{aligned} T_{\varepsilon}^* &= \\ &= \frac{T_{TCД}^*}{\left[1 - \left[1 - \frac{1}{\pi_{m\phi}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{m\phi}^* \right] \left[1 - \frac{1}{\pi_{TCД}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{TCД}^*}. \end{aligned} \quad (11)$$

Совместное решение уравнений (10) и (11) позволяет получить следующее соотношение:

$$T_z^* = \frac{T_{TCT}^* A H_u \eta_z \Delta G_m}{\left(\frac{dn_{CD}}{d\tau} \right) n_{CD}}.$$

Получение уравнения позволяет установить связь между измеряемыми параметрами (температурой газа за турбиной среднего давления и изменением во времени частоты вращения ротора среднего давления) и температурой газа перед турбиной на переходных режимах работы ГТД при испытаниях или в условиях эксплуатации.

Выводы

Предложенный авторами и рассмотренный в данной статье метод определения фактического значения температуры газа перед турбиной трехвально-го ТРДД расчетным путем с использованием данных, полученных средствами объективного контроля от штатных первичных преобразователей (датчиков) имеет ряд преимуществ по сравнению с существующими методами.

Первое из преимуществ состоит в отсутствии необходимости препарирования двигателя для установки дополнительных нештатных датчиков, при проведении испытаний.

Второе преимущество рассмотренного метода – это возможность его использования в условиях эксплуатации для решения задачи диагностирования и оценки выработки ресурса ГТД.

Литература

1. Повх И.А. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. – М.: Машиностроение.
2. Кулик Н.С. Параметрические методы оценки технического состояния авиационных ГТД. – К.: КИИГА, 1993. – 139 с.
3. Сергеев А.В. Перспективные бортовые средства сбора и обработки информации // Сбор, обработка, анализ и практическое использование полетной информации: Всесоюзная научная конференция. – К. – 1981. – 11 с.
4. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.Н. Богаенко и др. – К.: Техника, 1998. – 312 с.
5. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.Н., Говоров А.Н. Теория авиационных двигателей. 4.2 – М.: ВВНА им. Н.Е.Жуковского, 1972. – 395 с.
1. Кулик М.С., Панін В.В., Ратинський В.В. Метод визначення запасу стійкості каскадів компресора двигуна Д-18Т на перехідних режимах при обмеженій кількості вимірювальних параметрів // Труды III Міжнародної науково-техн. конф. "ABIA-2001". – К.: НАУ, 2001. – Т. 3. – С. 154 – 157.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.А. Дмитриев, Национальный авиационный университет, Киев.

УДК 629.735.035.3:514.88(045)

С.О. ДМИТРИЄВ¹, М.В. КУПЧИК²¹Національний авіаційний університет, Україна²ТОВ „Інтертел”, Україна

ОЦІНКА ВПЛИВУ НЕТОЧНОСТЕЙ ВИЗНАЧЕННЯ ВИМІРЮВАНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИ РОЗРАХУНКАХ КУТА ВСТАНОВЛЕННЯ ЛОПАТЕЙ ГВИНТА

Розглянуто алгоритм розрахунку кута встановлення лопатей повітряного гвинта при застосуванні оптичного методу його вимірювання. Проведено оцінку впливу неточностей визначення вимірюваних параметрів в процесі обчислення кута встановлення для різних варіантів розміщення оптичної підсистеми.

силова установка турбогвинтового двигуна, кутове положення лопатей повітряного гвинта, оптичний метод, пристрій, параметри, неточності вимірювання, похибка

Вступ

Важливою умовою забезпечення високого рівня безпеки польотів та економічної ефективності використання повітряних суден (ПС) з турбогвинтовими двигунами (ТГД) є максимально точне визначення фактичних значень основних енергетичних параметрів роботи силової установки (СУ) – її потужності та тяги.

Кожний розроблений повітряний гвинт (ПГ), безпосередній рушій СУ з ТГД, проходить випробування на спеціальних стендах в аеродинамічних трубах з метою отримання його характеристик – залежностей коефіцієнтів потужності β та тяги α від відносного поступу гвинта λ та кута встановлення лопатей гвинта $\varphi_{2\theta}$ [1]. Тобто при наявності характеристик ПГ основні параметри СУ можуть бути розраховані шляхом вимірювання кутового положення лопатей ПГ при відомому поступу λ .

Формулювання проблеми

Вимірювання кутового положення лопатей гвинта при наземних випробуваннях ведеться із застосуванням безконтактного методу [2], суть якого полягає в наступному. На певній відстані від площини обертання встановлюють випромінювач та приймач

оптичного випромінювання, які формують оптичну підсистему пристрою і можуть бути розміщені як в одній вертикальній площині з віссю гвинта, так і паралельно до цієї площини на відстані Δl , або з відхиленням на кут $\alpha_{зм}$ до цієї площини. Висота розміщення випромінювача та приймача обирається виходячи із умови забезпечення максимальної чутливості методу при змінах кутового положення лопатей ПГ. Вимірювальний блок пристрою при цьому фіксує час відсутності променя на приймачі при його перетинанні лопаттю гвинта τ , а також частоту обертання гвинта $n_{2\theta}$.

Проведення вимірювань кутового положення лопатей ПГ в експлуатації нерозривно пов'язане з наявністю низки факторів, які можуть суттєво вплинути на остаточні результати. До таких факторів слід відносити неточність розташування оптичної підсистеми відносно осі гвинта та можливу вібрацію літака на підвищених режимах роботи двигуна. Тому, розробка математичного апарату для розрахунку можливого впливу зазначених факторів дозволила б суттєво підвищити точність методу.

Вирішення проблеми

Розглянемо найбільш простий варіант розміщення оптичної підсистеми пристрою для вимірювання

кутового положення лопатей ПГ, при якому вісь оптичної підсистеми лежить в одній вертикальній площині з віссю гвинта. Подібна схема розміщення є прийнятною для значної кількості літаків з ТГД, наприклад, для Ан-140, Dornier 328, ATR 42 тощо.

Визначення кута встановлення лопатей повітряного гвинта. Визначення кута встановлення лопатей $\varphi_{\text{зв}}$ ведеться для попередньо обраного контрольного радіусу лопаті R (радіус проекції точок передньої та задньої кромки на площину обертання) (рис. 1) за відомою частотою обертання гвинта $n_{\text{зв}}$ при наявних геометричних характеристиках гвинта та визначеному часі відсутності оптичного випромінювання на приймачі τ [3].

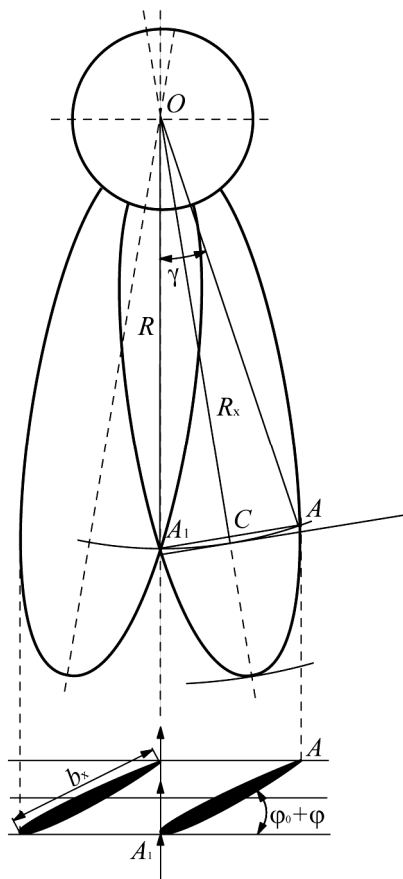


Рис. 1. Схема перетинання променя лопатю при розташуванні оптичної підсистеми в одній вертикальній площині з віссю гвинта

Радіальний кут переміщення лопаті при перетинанні оптичного випромінювання $\gamma_{\text{рад}}$ визначається

ся наступною формулою:

$$\gamma_{\text{рад}} = \frac{\pi n_{\text{зв}} \tau}{30} . \quad (1)$$

З іншого боку, відповідно до рис. 1 кут γ можна визначити залежністю

$$\gamma = 2 \arcsin \left[0,5 \frac{b_x}{R} \cos(\varphi_o + \varphi) \right] , \quad (2)$$

де b_x – хорда лопаті на радіусі R_x ; φ_o – кут геометричного закручування лопаті на радіусі R_x ; φ – кут встановлення лопаті.

Радіус R_x пов'язаний з радіусом R наступною залежністю:

$$R_x = \sqrt{R^2 - [0,5 b_x \cos(\varphi_o + \varphi)]^2} . \quad (3)$$

Враховуючи залежність (2), кут $\gamma_{\text{рад}}$ можна подати у такому вигляді:

$$\gamma_{\text{рад}} = 2 \arcsin \left[0,5 \frac{b_x}{R} \cos(\varphi_o + \varphi) \right] \frac{\pi}{180} . \quad (4)$$

Після підстановки (4) в (1) отримуємо:

$$3 n_{\text{зв}} \tau = \arcsin \left[0,5 \frac{b_x}{R} \cos(\varphi_o + \varphi) \right] . \quad (5)$$

Оскільки довжина хорди b_x та величина кута геометричного закручування лопаті φ_o змінюються вздовж пера, тому для вирішення рівняння (5) відносно кута φ його необхідно доповнити такими залежностями:

$$\bar{b}_x = f(\bar{R}_x) ; \quad \varphi_o = f(\bar{R}_x) , \quad (6)$$

де $\bar{b}_x = b_x / D$; $\bar{R}_x = R_x / 0,5 D$; D – діаметр повітряного гвинта.

Для гвинта АВ-72 залежності (6), апроксимовані в діапазоні відносних радіусів

$$0,45 \leq \bar{r} \leq 0,95 ,$$

матимуть наступний вигляд:

$$b_x = -0,39375 R_x^2 + 0,9376 R_x - 0,20553 ; \quad (7)$$

$$\varphi_o = 11,1658 R_x^2 - 53,04090 R_x + 53,6899 . \quad (8)$$

Таким чином, визначення кута встановлення лопаті ПГ ведеться за системою з чотирьох рівнянь:

(3), (5), (7) та (8). Однак при проведенні реальних вимірювань неможливо забезпечити стовідсоткову точність визначення усіх параметрів, що породжує необхідність у проведенні детального аналізу можливого впливу неточностей на остаточні результати вимірювання.

Оцінка впливу неточностей визначення вимірюваних параметрів. Ефективним методом оцінки впливу неточностей вимірювання є метод малих відхилень [4], результатом застосування якого є перетворення системи рівнянь (3), (5), (7) та (8) в систему лінеаризованих рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \delta R_x &= K_1 \delta R - K_2 \delta b_x + K_3 \delta \varphi_o + K_4 \delta \varphi; \\ \delta b_x &= K_5 \delta R_x; \\ \delta \varphi_o &= K_6 \delta R_x; \\ K_7 \delta n_{zg} + K_7 \delta \tau &= \delta b_x - \delta R - K_8 \delta \varphi_o - K_9 \delta \varphi; \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де $\delta y = \Delta y / y$ – відносне відхилення параметру; K_i – коефіцієнти впливу, що визначаються за формулами:

$$K_1 = \frac{R^2}{R^2 - [0,5b_x \cos(\varphi_o + \varphi)]^2}; \quad (10)$$

$$K_2 = \frac{0,25b_x^2 \cos^2(\varphi_o + \varphi)}{R^2 - [0,5b_x \cos(\varphi_o + \varphi)]^2}; \quad (11)$$

$$K_3 = \frac{0,125b_x^2 \sin 2(\varphi_o + \varphi)}{R^2 - [0,5b_x \cos(\varphi_o + \varphi)]^2} \varphi_o; \quad (12)$$

$$K_4 = \frac{0,125b_x^2 \sin 2(\varphi_o + \varphi)}{R^2 - [0,5b_x \cos(\varphi_o + \varphi)]^2} \varphi; \quad (13)$$

$$K_5 = \frac{-0,7875R_x^2 + 0,9376R_x}{-0,39375R_x^2 + 0,9376R_x - 0,20553}; \quad (14)$$

$$K_6 = \frac{22,3316R_x^2 - 53,04097R_x}{11,1658R_x^2 - 53,04097R_x + 53,6899}; \quad (15)$$

$$K_7 = \frac{3n_{zg}\tau}{tg(3n_{zg}\tau)}; \quad (16)$$

$$K_8 = \varphi_o tg(\varphi_o + \varphi); \quad (17)$$

$$K_9 = \varphi tg(\varphi_o + \varphi). \quad (18)$$

Відповідно до (10) ... (18) коефіцієнти впливу є функціями геометричних параметрів ПГ: радіуса

R_x , кута геометричного закручування φ_o , а також вимірюваних параметрів: кута встановлення лопаті φ , частоти обертання гвинта n_{zg} та часу відсутності променя на приймачі τ , і неточність визначення саме цих параметрів впливатиме на кінцевий результат.

Розрахунок похибок ведеться наступним чином: за рівнянь (3), (5), (7) та (8) розраховуються величини R_x , b_x , φ_o та τ ; а за формулами (10) ... (18) обчислюються коефіцієнти впливу K_i , які підставляються до системи рівнянь (9). Результатом підстановки та вирішення системи (9) є залежність, що пов'язує відносне відхилення кутового положення лопатей $\delta\varphi$ з відносними відхиленнями вимірюваних параметрів R_o , n_{zg} та τ :

$$\delta\varphi = A_1 \delta R + B_1 \delta n_{zg} + C_1 \delta \tau, \quad (19)$$

де A_1 , B_1 , C_1 – коефіцієнти.

Для гвинта АВ-72 при частоті обертання гвинта $n_{zg} = 1245$ об/хв. на радіусі $R = 1,4625$ м та куті встановлення лопатей ПГ $\varphi = 20^\circ$ залежність (19) набуває такого вигляду:

$$\delta\varphi = 0,7344\delta R - 8,73\delta n_{zg} - 8,73\delta \tau. \quad (20)$$

Очевидно, що найбільш суттєво на результати вимірювання впливають неточності при визначенні частоти обертання гвинта та часу відсутності оптичного випромінювання при його перетинанні лопаттю.

Однак описаний вище спосіб вимірювання кутового положення орієнтований на ідентифікацію кожної з лопатей ПГ при кожному оберті гвинта, що дозволяє проводити вимірювання частоти обертання ПГ з точністю до 100 %.

Похибка при визначенні часу перекриття оптичного випромінювання визначається в першу чергу швидкістю оптичної підсистеми пристрою. Так, при частоті дискретизації сигналу, що надходить з фотодетектора, близько 2 МГц похибка визначення τ не перевищуватиме 10^{-4} с.

Неточність же визначення контрольного радіусу R або наявність вертикальної складової вібрації силової установки при її роботі на підвищених режимах з амплітудою 0,01 м спричиняють похибку у визначенні кутового положення лопатей $\delta\varphi_{2\theta} = 0,5\%$ (тобто $0,1^\circ$ при $\varphi_{2\theta} = 20^\circ$), а при амплітуді коливань 0,02 м – $\delta\varphi_{2\theta} = 1,0\%$ (відповідно $0,2^\circ$). Відносно висока точність визначення абсолютного значення $\varphi_{2\theta}$ (при $\varphi_{2\theta} = 20^\circ$) не означає, що вона буде зберігатися високою для інших $\varphi_{2\theta}$, тому забезпечення максимально точного визначення R є надзвичайно важливим.

Вплив неточностей при вимірюваннях малих кутів відхилення лопаті можливо мінімізувати шляхом непаралельного (під кутом $\alpha_{зм.}$) розміщення оптичної підсистеми до вертикальної площини осі гвинта. В такому випадку система рівнянь (9) доповниться ще двома залежностями і відповідними розрахунковими коефіцієнтами з урахуванням напрямку повертання оптичної підсистеми.

В кінцевому результаті залежність (20) при непаралельному розміщенні матиме наступний вигляд:

$$\delta\varphi = A_2\delta R + B_2\delta n_{2\theta} + C_2\delta\tau + D_2\delta\alpha_{зм.}, \quad (21)$$

де A_2 , B_2 , C_2 , D_2 – коефіцієнти; $\delta\alpha_{зм.}$ – похибка визначення кута зміщення $\alpha_{зм.}$

Як і для розглянутого вище варіанту розміщення оптичної підсистеми, проведемо чисельний розрахунок коефіцієнтів A_2 , B_2 , C_2 , D_2 для гвинта АВ-72.

Результати розрахунку (табл. 1) свідчать, що при непаралельному розташуванні оптичної підсистеми відносно вертикальної площини осі гвинта вдається мінімізувати вплив неточностей вимірювання величин параметрів $n_{2\theta}$ та τ при незначному збільшенні ступеню впливу величини R , однак імовірна величина похибки δR при цьому зростає несуттєво.

Таблиця 1

Величини коефіцієнтів впливу

$\alpha_{зм.},$ град	A_2	B_2	C_2	D_2
+ 30	- 1,5	- 13,7	- 13,7	- 3
0	- 1,5	- 6,9	- 6,9	0
- 20	- 1,5	- 2,9	- 2,9	- 0,5
- 30	- 1,5	- 2,01	- 2,01	- 0,7
- 40	- 1,77	- 1,25	- 1,25	- 0,75

Висновки

Чисельний аналіз впливу можливих неточностей визначення вимірюваних для розрахунку кутового положення лопатей гвинта параметрів при застосуванні оптичного методу свідчить про високий рівень точності цього методу вимірювання, що дозволяє рекомендувати його до впровадження в організаціях з технічного обслуговування авіаційної техніки для визначення основних параметрів СУ з ТГД.

Література

1. Александров В.Л. Воздушные винты. – М.: Оборонгиз, 1951. – 475 с.
2. Пат. № 60545 А. Україна, МПК⁷ G01B11/04, G01B11/26 Спосіб дистанційного визначення лінійних розмірів або кутового положення нестационарних об'єктів та пристрій для його здійснення/Купчик М.В., Купчик В.Г. – 20022119503; Заяв. 28.11.2002; Опубл. 15.10.2003; Бюл. № 10, 2003 р.
3. Купчик М.В. Визначення кута встановлення лопатей повітряного гвинта при оцінці технічного стану турбогвинтових двигунів // К.: Вісник НАУ. – 2003. – № 4 (22). – С. 65 – 68.
4. Черкез Б.А. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений. – М.: Машиностроение, 1975. – 380 с.

Поступила в редакцию 27.04.2005

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

УДК 681.586.773

Е.Ф. ФУРМАКОВ¹, Ю.Г. СТОЛЯРОВ¹, В.В. КАБАНОВ², В.Н. ХАРИТОНОВ³¹*ОАО «Техприбор», Санкт-Петербург, Россия*²*ЗАО «СИЭЛ», Санкт-Петербург, Россия*³*ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина*

ЭКВИВАЛЕНТНОСТЬ МЕТОДОВ УЗКОПОЛОСНОЙ ФИЛЬТРАЦИИ И ЦИФРОВОГО ГАРМОНИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ФУРЬЕ В АППАРАТУРЕ ВИБРАЦИОННОГО КОНТРОЛЯ РОТОРОВ МНОГОВАЛЬНЫХ ГТД

Показана принципиальная эквивалентность и особенности применения в аппаратуре контроля вибрации ГТД аналоговых следящих фильтров и цифровых следящих гармонических анализаторов Фурье.

аппаратура контроля вибрации, перестраиваемые узкополосные фильтры, следящие фильтры на переключаемых конденсаторах, цифровой гармонический анализатор Фурье, оконные функции

Оценка состояния роторов многовальных авиационных ГТД по уровню вибрации в полосе частот, определяемой минимальной и максимальной скоростями их вращения, низкоинформативна и, как правило, даёт завышенную оценку из-за того, что оборотные частоты роторов лежат в близких или перекрывающихся полосах частот. Поэтому предпочтительным является выделение только оборотной составляющей вибрации каждого из роторов, что и положено в основу аппаратур контроля вибрации, разрабатываемых в последние десятилетия.

При этом качество оценки определяется, в основном, способом реализации следящих фильтров и механизмом их настройки на оборотную частоту.

Принимая во внимание ограниченное количество одновременных частот анализа, в том числе и анализ в переходных режимах, из многообразия технических решений в области перестраиваемых узкополосных фильтров [1...5] выделим два способа:

- дискретно-аналоговый с использованием фильтров на переключаемых конденсаторах;
- цифровой вариант гармонического анализа Фурье.

Первый способ подкупает простотой технической реализации, учитывая имеющиеся в электронной индустрии микросхемы, например, MF10 и

MAX 7490 / MAX 7491, ("Maxim"), LMF 100 ("National Semiconductor"), LTC 1067 ("Linear Technology"), представляющие собой функционально законченные звенья фильтров второго порядка, позволяющие реализовать, в том числе, и полосовой следящий фильтр с постоянной относительной полосой пропускания, перестраиваемый с помощью только тактовой частоты. Остальные параметры – добротность, усиление, характерная частота, определяются отношениями номиналов нескольких резисторов. Фильтры на переключаемых конденсаторах, являясь по сути дискретными, хорошо аппроксимируют классические аналоговые фильтры за счет высокого отношения тактовой и рабочей частот (50 – 200 раз).

Структура канала контроля одного ротора по композитным сигналам $x_1(t)$ и $x_2(t)$ от двух датчиков вибрации показана на рис. 1.

Генератор тактовых импульсов (ГТИ) обеспечивает формирование на основе измеренной частоты F_1 тактирующего сигнала, пропорционального частоте вращения ротора. Использование одного сигнала для тактирования как фильтра, так и АЦП, позволяет простейшим образом реализовать безинерционный синхронный выпрямитель с высоким подавлением пульсаций. Функции ГТИ могут выполняться

микроконтроллером (МК) при наличии в его составе соответствующих периферийных устройств. Тогда АЦП, ГТИ и МК интегрируются в одном кристалле.

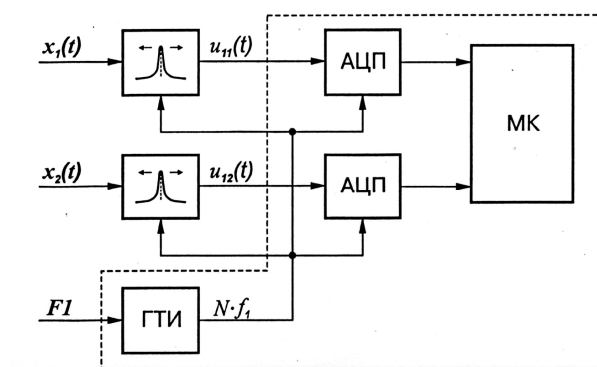


Рис. 1. Структура канала контроля

Амплитудно-частотная характеристика следящего фильтра, синтезированного в соответствии с типовыми требованиями (полоса пропускания по уровню 0,707 – 3,57% от центральной частоты, добротность $Q = 28$) представлена на рис. 2.

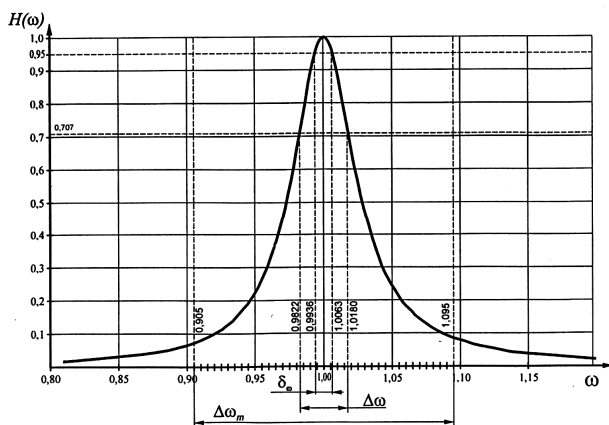


Рис.2. Амплитудно-частотная характеристика следящего фильтра

Как видно из АЧХ, для обеспечения пульсаций амплитуды сигнала на выходе не более 5%, требования к точности задания центральной частоты достаточно высоки ($\delta_\omega = \pm 0,6\%$), что необходимо обеспечить при разработке системы синхронизации фильтра, т.к. при изменении скорости вращения ротора ГТИ воспроизводит новое значение частоты с неизбежной задержкой, что приводит к рассогласованию оборотной частоты сигнала и центральной частоты фильтра и возможной паразитной амплитудной модуляции выходного сигнала при "попадании" гармо-

нической компоненты сигнала на скат частотной характеристики фильтра при переходных режимах работы ГТД.

Основные недостатки данного способа связаны с высокой добротностью фильтра и особенностями поведения высокодобротного резонансного звена в переходных режимах.

Кроме того, рассмотренная структура работоспособна только при исправном канале датчика оборотов ротора и не позволяет в ходе работы изменять параметры и алгоритмы фильтрации.

Таким образом, метод анализа с помощью следящих фильтров, по сути классический, ни по какому критерию не является оптимальным.

Если поставить задачу оптимальной среднеквадратичной оценки параметров первой гармоники сигнала $x_1(t)$ на интервале, кратном периоду T , то в качестве решения получим известные соотношения для коэффициентов Фурье:

$$a_1 = \frac{2}{PT} \int x_1(t) \cos \omega t dt; \quad (1)$$

$$b_1 = \frac{2}{PT} \int x_1(t) \sin \omega t dt, \quad (2)$$

где $\omega = 2\pi/T$; P – целое.

Указанные коэффициенты связаны с параметрами гармонического сигнала $A_1 \cos(\omega t + \varphi_1)$ следующим образом:

$$A_1 = \sqrt{a_1^2 + b_1^2}; \quad (3)$$

$$\varphi_1 = \arctg \left(-\frac{b_1}{a_1} \right). \quad (4)$$

Применяя для вычисления (1) и (2) квадратурную формулу прямоугольников, получим:

$$\bar{a}_1 = \frac{2}{PN} \sum_{n=0}^{PN-1} x_1(n) \cos \frac{2\pi n}{N}; \quad (5)$$

$$\bar{b}_1 = \frac{2}{PN} \sum_{n=0}^{PN-1} x_1(n) \sin \frac{2\pi n}{N}, \quad (6)$$

где N – количество отсчетов (частичных отрезков), приходящееся на период T .

В соответствии с (5) и (6) измерительный канал виброконтроля будет выглядеть как показано на рис. 3.

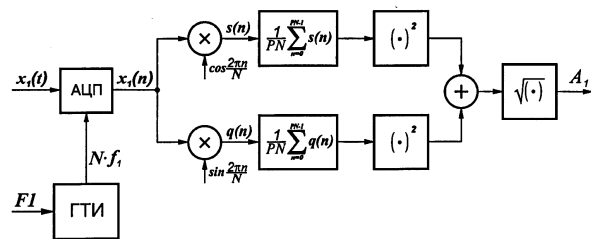


Рис. 3. Измерительный канал виброконтроля

После аналого-цифрового преобразования (АЦП) последовательность $x_1(n)$ умножается на отсчеты гармонических функций в синфазном $s(n)$ и квадратурном $q(n)$ каналах. Результаты суммируются и усредняются по PN отсчетам. На схеме присутствует генератор тактовых импульсов (ГТИ), обеспечивающий синхронную выборку N отсчетов на периоде T для всех анализируемых сигналов отдельного ротора.

Преимуществом такой реализации, в отличие от приведенной на рис. 1, является возможность управления параметрами фильтрации в ходе работы. Например, принципиальное изменение алгоритмов обработки сигналов при отказе датчика оборотов ротора.

На практике использование анализа Фурье связано с обоснованным выбором N и P . Число N определяет количество отсчетов, приходящихся на период сигнала анализируемой частоты, и выбирается из условия обеспечения требуемой величины относительной погрешности преобразования. Подчеркнем, что в случае синхронного анализа, N – постоянное число для всех частот в диапазоне от $f_{\min}$ до $f_{\max}$.

Параметр P задает количество периодов, в течение которых наблюдается сигнал. Очевидно, что увеличение P приводит к увеличению разрешающей способности анализа по частоте [1, 2].

Принимая во внимание, что и АЦП, и ГТИ могут быть интегрированы в едином с вычислительным ядром в кристалле, получаем возможность реализации функций контроля вибрации одного ротора с помощью однокристального микроконтроллера или

сигнального процессора. Для сравнения методов фильтрации вибросигнала на рис.4 приведены графики АЧХ фильтра на переключаемых конденсаторах с добротностью 28 и фильтра Фурье со значениями $N = 64$ и $P = 28$.

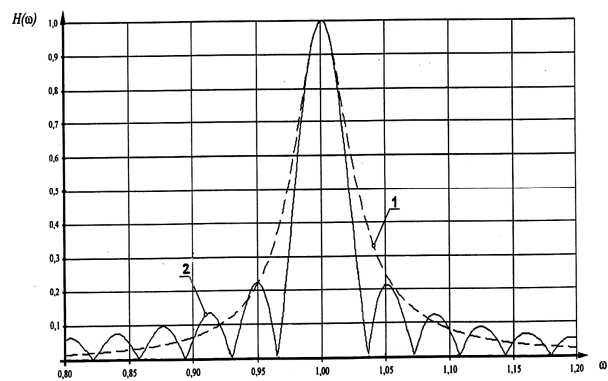


Рис. 4. Модуль АЧХ:

1 – фильтра на переключаемых конденсаторах;
2 – фильтра Фурье

Из графиков (рис. 4) можно сделать следующие выводы:

1. С приемлемой для практических расчетов точностью количество периодов интегрирования P следует принимать равным требуемой добротности фильтра.
2. В области центральной частоты оба метода эквивалентны.
3. В приведенной полосе частот при эквивалентных добротностях селективные свойства фильтра Фурье лучше, чем фильтра на переключаемых конденсаторах, что следует из сравнения площадей под АЧХ.

К недостаткам характеристики фильтра Фурье, рис. 4, следует отнести высокий уровень боковых лепестков модуля АЧХ и скорость затухания их уровня: 6 дБ на октаву. Указанные особенности АЧХ фильтра с прямоугольным временным окном могут привести к искажению оценок параметров первой гармоники из-за присутствия в сигнале компонент, не укладывающихся в гармоническую схему на интервале PT .

Такие компоненты могут появляться в композитном сигнале вибрации за счет вклада вибрации со-

седних роторов, а так же за счет расстройки частоты дискретизации и оборотной частоты в переходных режимах работы двигателя. В этом случае общепринятой практикой является использование взвешивания во временной области с помощью функций специального вида – оконных функций [1, 2].

Одним из самых распространенных на практике является окно Ханна. Максимальный уровень его боковых лепестков составляет минус 31,4 дБ при скорости затухания 18 дБ на октаву. На рис 5 приведены АЧХ фильтра Фурье с окном Ханна для $N=32$ и значений P : 4 и 16.

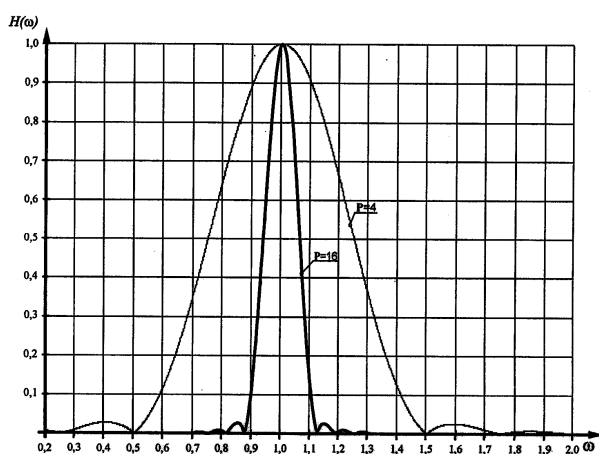


Рис. 5. АЧХ фильтра Фурье с окном Ханна

Следует отметить, что использование взвешивающих оконных функций, отличных от прямоугольного окна, позволяет добиться существенного уменьшения боковых лепестков частотной характеристики только за счет расширения главного лепестка, и, следовательно, ухудшения избирательности фильтра [2].

Таким образом, всего два параметра эквивалентного фильтра Фурье – количество периодов интегрирования (время интегрирования) и тип оконной функции определяют характеристики стандартного фильтра – добротность, полосу пропускания, затухание вне полосы.

Выбирая тип оконной функции, мы фактически задаем форму амплитудно-частотной характеристики, а при заданном уровне подавления вне полосы

пропускания требуемая добротность достигается с помощью увеличения периодов интегрирования (длительности окна).

Следует отметить, что стремление к обеспечению высокого значения добротности при синхронном анализе Фурье с применением оконных функций является спорным, так как полученное в результате обработки подавление вне полосы пропускания допускает расширение главного лепестка частотной характеристики, снижая тем самым требования к точности синхронизации и повышая устойчивость работы аппаратуры.

Рассмотренный выше метод цифрового синхронного анализа Фурье был положен в основу разработанной аппаратуры контроля вибрации Ив-42СФ-4М, основные параметры которой должны быть окончательно программно оптимизированы при стендовой отработке с двигателем Д-18Т.

Литература

1. Рабинер Л., Гоулд Б. Теория и применение цифровой обработки сигналов / Пер. с англ. – М.: Мир, 1978.
2. Цифровая обработка сигналов: Справочник / Л.М. Гольденберг и др. – М.: Радио и связь, 1985.
3. Петровский А.А. Методы и микропроцессорные средства обработки широкополосных и быстропротекающих процессов в реальном времени / Под ред. Г.В. Римского. – Минск: Наука и техника, 1985.
4. Каппелини В., Константи́дис А. Дж, Эмилиани П. Цифровые фильтры и их применение / Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат,
5. Abed A.H.M., Chain G.D. The host windowing technique for FIR digital filter design // IEEE Trans. On ASSP. – 1984. – Vol. 32, № 4. – P. 683 – 694.

Поступила в редакцию 29.04.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.Т. Хвощ, ЗАО «Элкус», Санкт-Петербург, Россия.

УДК 621.45.01+533.9.07

Г.К. БАХМЕТ, А.В. ЛОЯН

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского “ХАИ”, Украина

ВЛИЯНИЕ ВНЕШНИХ КОЛЕБАНИЙ НА РАБОТУ ТЯГОМЕРА СПД МАЛЫХ ТЯГ

Рассмотрена модель поведения тягомера маятникового типа под действием приложенной малой тяги СПД и наличием внешних колебаний. Приведен анализ влияния внешних колебаний на характеристики тягомера. Отмечено, что рост частоты и амплитуды внешних колебаний приводит к росту основной амплитуды колебания тягомера.

тяга СПД, сила трения, момент трения, внешние колебания, круговая частота, амплитуда колебаний, амплитуда гармоник, угол отклонения рычага, уравнение движения, затухающие колебания

Введение

Измерение малых величин тяги СПД в значительной мере зависит от возможных при этом погрешностей. Внешние условия, связанные с работой системы обеспечивающей вакуум, характеризуются наличием определенного спектра механических колебаний, передаваемых на конструкцию тягомера. Определение связи внешних колебаний с характеристиками тягомера, позволяет оценить влияния их на точность измерения величины тяги СПД.

Постановка задачи. К тягомеру маятникового типа с учетом сил трения в опоре приложена постоянная тяга F и внешние колебания вида $a_o \cdot \sin(\omega t)$. Необходимо определить угол отклонения рычага тягомера под действием этих факторов.

Основные допущения приведены ниже.

1. Считаем, что общая масса тягомера приложена в одной точке.
2. Рычаг тягомера представляет собой жесткую нить.
3. Сила тяги двигателя направлена все время перпендикулярно рычагу.
4. Рассматривается статическая система, когда двигатель находится в равновесии под действием силы тяги, реакции рычага, своего веса и момента трения опоры А.
5. Сила трения рассматривается как сила трения зависящая от реакции опоры. В этом случае

$$M_A = \delta \cdot Y_A$$

или $\delta \cdot Y_A = F_{Tp} \cdot L$, следовательно, $F_{Tp} = \frac{\delta \cdot G}{L}$. При

этом расчеты показали, что изменение сил трения должно быть связано с изменением угла отклонения рычага во время движения груза. Поэтому для силы трения можно предложить зависимость вида

$$F_{Tp} = \frac{\delta \cdot G}{L} \cdot \dot{\phi},$$

где $\dot{\phi}$ – скорость изменения угла подвесы.

Модель тягомера

Для записи модели тягомера были приняты следующие обозначения: L – длина рычага; M – масса системы; G – вес системы; δ – коэффициент трения качения; F – тяга двигателя; a_o – амплитуда; ω – круговая частота; S – путь, пройденный двигателем; F_{Tp} – сила трения; ϕ – угол отклонения маятника.

За массу системы принимали суммарную массу двигателя, магнита рычага (трубка). Уравнение движения в этом случае запишется в виде

$$M \cdot \frac{d^2 S}{dt^2} = -F_{Tp} + F - G \cdot \sin \phi$$

Учитывая небольшие углы отклонения системы уравнение движения можно представить в виде

$$M \cdot L \cdot \ddot{\phi} - M \cdot \omega^2 \cdot a_o \cdot \sin(\omega t) = -\frac{\delta \cdot G}{L} \cdot \dot{\phi} + F - G \cdot \phi.$$

Принимаем: $\frac{\delta \cdot g}{L^2} = k^2$, $\frac{1}{M \cdot L} = \lambda$, $\frac{g}{L} = \mu$, получим:

$$\ddot{\varphi} + k^2 \cdot \dot{\varphi} + \mu \cdot \varphi = F \cdot \lambda + \varpi^2 \cdot M \cdot \lambda \cdot a_o \cdot \sin(\varpi t).$$

Решение соответствующего однородного дифференциального уравнения для заданного уравнения можно записать в виде

$$\varphi_o = e^{-\frac{k^2 \cdot t}{2}} (C_1 \cdot \cos \sqrt{\mu} t + C_2 \cdot \sin \sqrt{\mu} t).$$

Частные решения неоднородного уравнения будут иметь вид правой части $f(t) = f_1(t) + f_2(t)$, где:

$$f_1(t) = F \cdot \lambda; f_2(t) = \varpi^2 \cdot M \cdot \lambda \cdot a_o \cdot \sin(\varpi t).$$

$$\text{Если } \varphi_1(t) = \frac{F \cdot \lambda}{\mu}, \varphi_2(t) = A \cdot \cos(\varpi t) + B \cdot \sin(\varpi t)$$

(методом неопределенных коэффициентов было определено, что $A \approx \frac{a_o \cdot \delta \cdot g}{L^3 \cdot \varpi}$, $B \approx -\frac{a_o}{L}$), то решение

$$\varphi = e^{-\frac{k^2 \cdot t}{2}} (C_1 \cdot \cos \sqrt{\mu} t + C_2 \cdot \sin \sqrt{\mu} t) + \frac{F \cdot \lambda}{\mu} + \frac{a_o \cdot \delta \cdot g}{L^3 \cdot \varpi} \cdot \cos(\varpi \cdot t) - \frac{a_o}{L} \sin(\varpi \cdot t).$$

В качестве начальных условий было принято:

$$\varphi(0) = 0; \quad \dot{\varphi}(0) = 0,$$

что позволило определить постоянные как:

$$C_1 = -\frac{F \cdot \lambda}{\mu}; C_2 = \frac{a_o}{L \cdot \sqrt{\mu}} \cdot \varpi$$

Следовательно, решение приведенного уравнения имело вид

$$\varphi = e^{-\frac{k^2 \cdot t}{2}} \left(-\frac{F \cdot \lambda}{\mu} \cdot \cos \sqrt{\mu} t + \frac{a_o}{L \cdot \sqrt{\mu}} \cdot \varpi \cdot \sin \sqrt{\mu} t \right) + \frac{F \cdot \lambda}{\mu} + \frac{a_o \cdot \delta \cdot g}{L^3 \cdot \varpi} \cdot \cos(\varpi \cdot t) - \frac{a_o}{L} \sin(\varpi \cdot t).$$

Анализ полученной зависимости

Для $\delta = 0,001$; $M = 0,5$; $L = 2$; $F = 0,002$; $a_0 = 0,001$; $\omega = 200$ оценочные значения равны:

$$e^{-\frac{k^2 \cdot t}{2}} \cdot \frac{F \cdot \lambda}{\mu} = 4,08 \cdot 10^{-4}; e^{-\frac{k^2 \cdot t}{2}} \cdot \frac{a_o \cdot \varpi}{L \cdot \sqrt{\mu}} = 4,50 \cdot 10^{-2};$$

$$\frac{a_o \cdot \delta \cdot g}{L^3 \cdot \varpi} \cdot \cos(\varpi \cdot t) = 6,12 \cdot 10^{-9}; \frac{a_o}{L} = 5,00 \cdot 10^{-4}.$$

Следовательно, решение можно представить как

$$\varphi = -e^{-\frac{k^2 \cdot t}{2}} \cdot \frac{F \cdot \lambda}{\mu} \cdot \cos \sqrt{\mu} t + e^{-\frac{k^2 \cdot t}{2}} \cdot \frac{a_o \cdot \varpi}{L \cdot \sqrt{\mu}} \cdot \sin \sqrt{\mu} t + \frac{F \cdot \lambda}{\mu} - \frac{a_o}{L} \sin(\varpi \cdot t).$$

Оценка слагаемых угла раскачивания маятника позволяет представить этот угол через несколько основных слагаемых, где слагаемое вида:

$$-e^{-\frac{k^2 \cdot t}{2}} \cdot \frac{a_o \cdot \varpi}{L \cdot \sqrt{\mu}} \cdot \sin \sqrt{\mu} t \text{ обеспечивает: основ-}$$

ную частоту колебаний маятника (параметр $\sqrt{\mu}$);

основную амплитуду колебаний (параметр $\frac{a_o \cdot \varpi}{L \cdot \sqrt{\mu}}$);

затухание колебаний (параметр $e^{-\frac{k^2 \cdot t}{2}}$) маятника;

$-\frac{a_o}{L} \sin(\varpi \cdot t)$ обеспечивает: частоту накладываемых гармоник на основные колебания (параметр ϖ); амплитуду этих гармоник (параметр $-\frac{a_o}{L}$).

Соотношение амплитуды основных колебаний

$$\frac{a_o \cdot \varpi}{L \cdot \sqrt{\mu}} \text{ и внешних колебаний } \frac{a_o}{L}, \text{ равно } \varpi \cdot \sqrt{\frac{L}{g}}.$$

Приведенные выводы подтверждаются графиками полученной зависимости. Так, например, на рис. 1 показано как частота внешних колебаний ω и амплитуда a_0 увеличивают амплитуду колебаний рычага тягомера. Увеличение параметра $\frac{\delta \cdot g}{L^2} = k^2$ приводит к росту скорости затухания колебаний (рис. 2). Если рассматривать зависимость амплитуды колебаний от тяги двигателя (рис. 3), то увеличение тяги двигателя приводит к смещению колебаний маятника вверх и вправо и увеличивает амплитуду колебания маятника. Увеличение длины маятника (рис. 4) приводит к увеличению длины дуги очерчиваемой маятником ($L \cdot \varphi$).

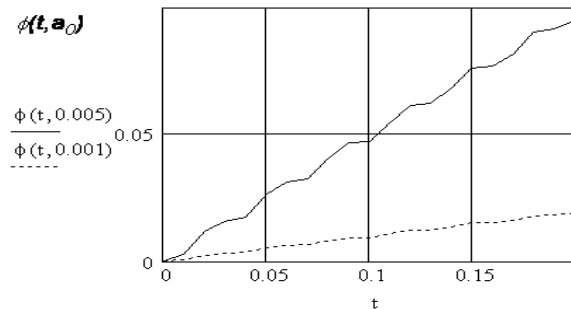
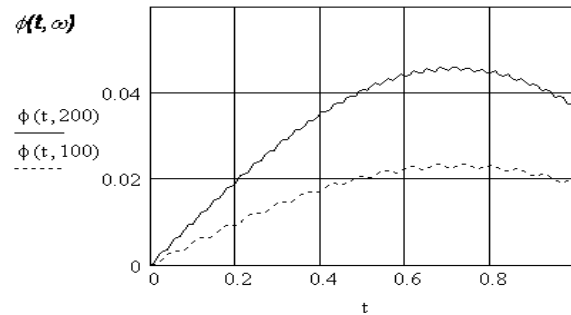
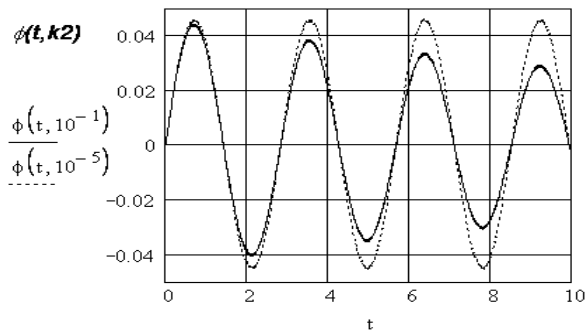


Рис. 1. Анализ амплитуды колебаний рычага тягомера

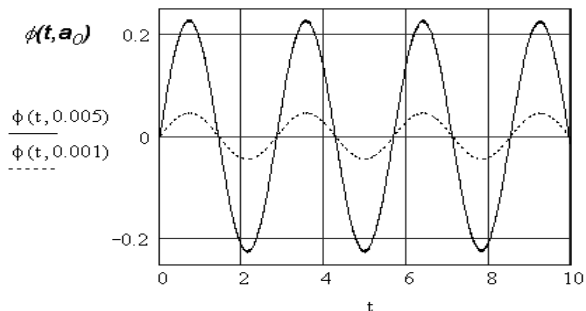


Рис. 2. Рост скорости затухания колебаний

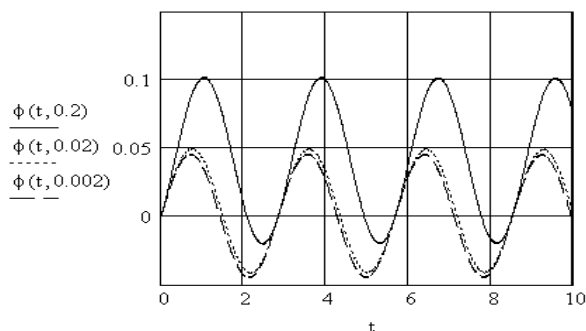


Рис. 3. Зависимость амплитуды колебаний от тяги двигателя

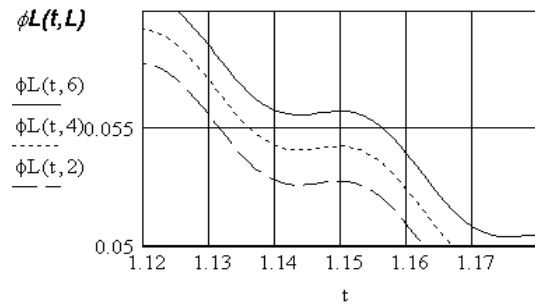


Рис. 4. Увеличение длины маятника

Изменение массы маятника (рис. 5) незначительно изменяет угол раскачивания маятника.

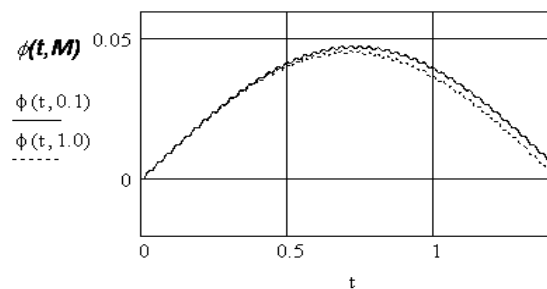


Рис. 5. Изменение массы маятника

Выводы

1. Внешние колебания, передаваемые на тягомер, приводят к возникновению гармоник. Соотношение амплитуд основных колебаний и внешних равно $\pi \cdot \sqrt{L/g}$.

2. Рост частоты и амплитуды внешних колебаний приводит к росту основной амплитуды колебания тягомера.

3. Рост коэффициента трения приводит к увеличению скорости затухания колебаний.

Литература

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. – 560 с.
2. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч. 2. Динамика. – М.: Высш. шк., 1984. – 423 с.

Поступила в редакцию 25.05.2005

Рецензент: канд. физ.-мат.наук. А.В.Головченко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков.

УДК 681.586.54

Д.И. ВОЛКОВ, В.Ф. МИРГОРОД

ОАО «Элемент», Одесса, Украина

ФОРМИРОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ДВУХ ТВАД С РЕДУКТОРОМ И ДВУХРЯДНЫМ ВИНТОМ В СОСТАВЕ ДВУХДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ВЕРТОЛЕТА

Предлагается математическая модель двухдвигательной силовой установки вертолета с соосными винтами, учитывающая динамические характеристики двигателей и крутильную жесткость соединительных валов трансмиссии. Выполнен анализ условий возникновения колебательных режимов при совместной работе двух двигателей на динамическую нагрузку.

математическая модель, двухдвигательная установка, трансмиссия, колебательный режим

Введение

Построение адекватных математических моделей сложных динамических объектов авиационной техники является в настоящее время необходимым этапом при создании современных систем управления, выполняемых в профиле систем с полной ответственностью. Одним из таких объектов является силовая установка, состоящая из двух ГТД, трансмиссии и соосных винтов.

Основным вопросом для такого типа силовых установок является исключение возбуждения колебательных режимов, вызванных конечной крутильной жесткостью соединительных валов трансмиссии и нагрузки. Отработка алгоритмов цифровой системы управления ГТД обуславливает необходимость создания численно реализуемой математической модели силовой установки, учитывающей в полном виде ее динамические свойства.

Формулирование проблемы

Разработанные и апробированные на практике математические модели ГТД [1, 2] достигли в настоящее время высокой степени совершенства и позволяют адекватно прогнозировать динамику двигателя для различных режимов функционирования и с различными управляющими воздействиями. В

наибольшей степени соответствуют задачам синтеза цифровых систем управления кусочно-линейные динамические модели [2], в которых достигается компромисс между требуемой точностью воспроизводства характеристик реальных ГТД и сложностью численной реализации.

Модели динамики нагрузки строятся в виде классических уравнений Лагранжа [3, 4]. В то же время недостаточное внимание уделяется описанию реальной трансмиссии как многозвенной составной механической системы с учетом крутильной жесткости соединительных валов и особенностями работы двух двигателей на общую динамическую нагрузку переменного характера. Известная особенность такого рода силовых установок состоит в возможном возбуждении слабо демпфированных колебаний при несоответствующем выборе алгоритмов управления режимами ГТД.

Дополнительные проблемы возникают в связи с необходимостью синхронизации ГТД по крутящему моменту. Указанный комплекс задач обуславливает необходимость разработки математической модели двухдвигательной силовой установки, учитывающей как характеристики и возможную неидентичность двигателей, так и динамические и статические параметры нагрузки, что и является **целью настоящей статьи**.

Решение проблемы

Динамическая модель, учитывающая моменты инерции редуктора, нижнего и верхнего винтов, а также коэффициенты крутильной жесткости валов, имеет следующую структуру (рис. 1).

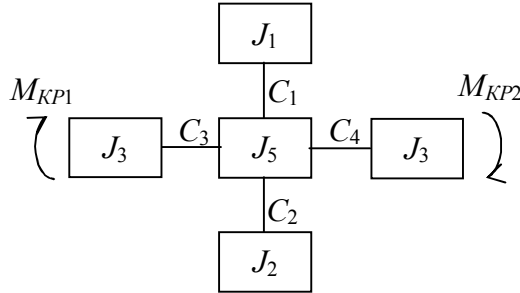


Рис. 1. Динамическая (механическая) модель несущего винта с редуктором

Представленная модель характеризуется следующими параметрами: J_1 – момент инерции верхнего винта; J_2 – момент инерции нижнего винта; J_3 и J_4 – моменты инерции свободных турбин двигателей № 1 и № 2; J_5 – момент инерции редуктора; C_1 – коэффициент крутильной жесткости вала верхнего винта; C_2 – коэффициент крутильной жесткости вала нижнего винта; $C_3 = C_4$ – коэффициент крутильной жесткости вала, соединяющего свободную турбину и редуктор вертолета.

Приведенной структуре (рис. 2, 3) соответствует Лагранжева система дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = c_1(\varphi_5 - \varphi_1) - M_{c1}; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = c_2(\varphi_5 - \varphi_2) - M_{c2}; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = c_4(\varphi_5 - \varphi_3) + M_{kp1}; \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 = c_4(\varphi_5 - \varphi_4) + M_{kp2}; \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 = c_1(\varphi_1 - \varphi_5) + c_2(\varphi_2 - \varphi_5) + \\ + c_3(\varphi_3 - \varphi_5) + c_4(\varphi_4 - \varphi_5). \end{cases} \quad (1)$$

Для механической системы, состоящей из верхнего и нижнего винтов при жесткой заделке вала в области редуктора, схема представлена на рис. 2.

Уравнение собственного движения соответствует первым двум уравнениям системы (2):

$$\ddot{\varphi}_i = \frac{1}{J_i} (M_i - c_i \varphi_i). \quad (2)$$

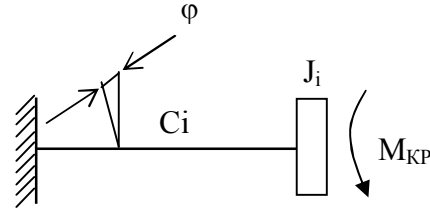


Рис. 2. Механическая схема винта при жесткой заделке редуктора

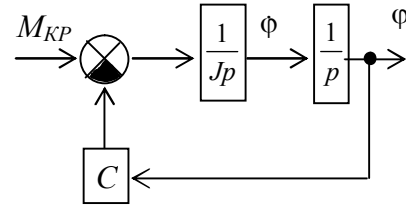


Рис. 3. Структурная схема системы при жесткой заделке винта

Рассмотрим структурную схему системы (рис. 3).

Передаточная функция имеет следующий вид:

$$W_i(p) = \frac{1}{J_i \cdot p \cdot p + C}. \quad (3)$$

Запишем передаточную функцию (3) в виде Фурье-преобразования

$$W_i(p) = \frac{1}{C_i - J_i \cdot \omega^2}. \quad (4)$$

Амплитудно-частотная характеристика соответственно (рис. 4) равна

$$A = \frac{|R(j\omega)|}{|Q(j\omega)|} = \frac{\sqrt{(\operatorname{Re} R(j\omega))^2 + (\operatorname{Im} R(j\omega))^2}}{\sqrt{(\operatorname{Re} Q(j\omega))^2 + (\operatorname{Im} Q(j\omega))^2}}, \quad (5)$$

где $R(j\omega)$ – оператор воздействия; $(j\omega)$ – собственный оператор.

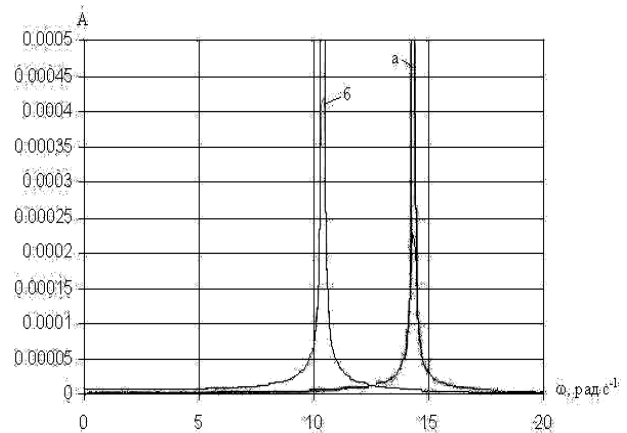


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика: а) верхнего винта; б) нижнего винта.

Для трехмассовой системы, состоящей из двух винтов (нижнего и верхнего), а также редуктора с жесткой заделкой свободных турбин двигателей, схема представлена на рис. 5.

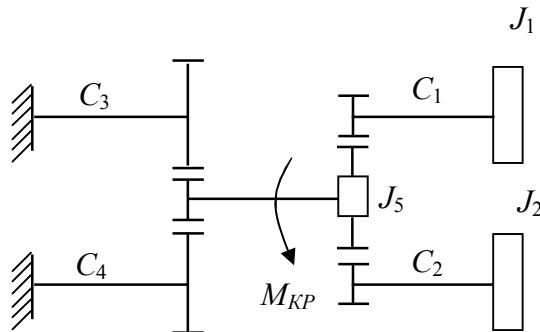


Рис. 5. Механическая схема редуктора и винтов вертолета при жесткой заделке свободных турбин

Данной схеме (рис. 5) соответствует структурная схема, показанная на рис. 6.

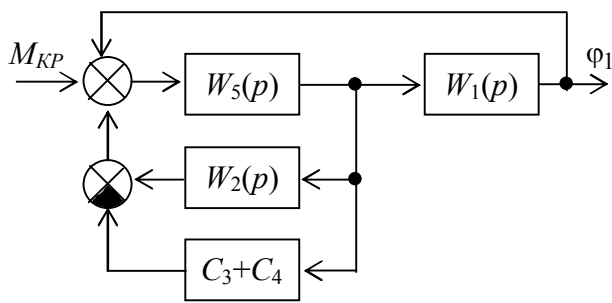


Рис. 6. Структурная схема системы, состоящей из редуктора и винтов вертолета при жесткой заделке свободных турбин

На схеме рис. 6:

$$W_1(p) = \frac{C_1^2}{J_1 \cdot p \cdot p + C_1} = \frac{C_1^2}{J_1 \cdot p \cdot p + C_1};$$

$$W_2(p) = \frac{C_2^2}{J_2 \cdot p \cdot p + C_2}; \quad W_5(p) = \frac{1}{J_5 \cdot p \cdot p + C_1 + C_2}.$$

Соответственно передаточная функция системы

$$W(p) = \frac{W_1(p)}{\frac{1}{W_5(p)} - W_2(p) + C_3 + C_4 - W_1(p)}. \quad (6)$$

В соответствии с (5) получим амплитудно-частотную характеристику данной системы, представленную на рис. 7.

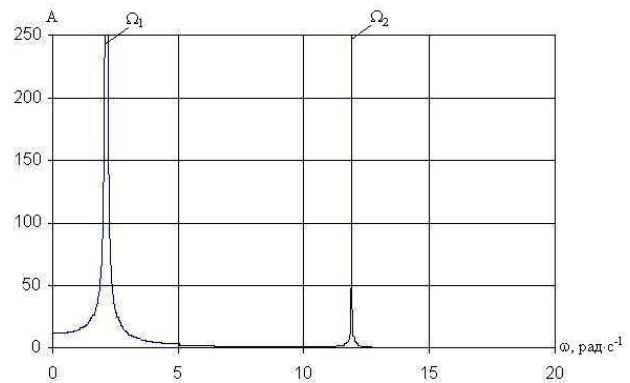


Рис. 7. Амплитудно-частотная характеристика редуктора и винтов при жесткой заделке валов свободных турбин

Для пятимассовой системы, состоящей из двух винтов (нижнего и верхнего), а также редуктора с жесткой заделкой свободных турбин двигателей механическая и структурная схемы представлены на рис. 8 и 9 соответственно.

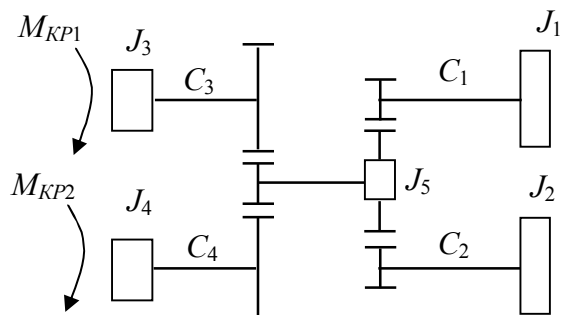


Рис. 8. Механическая схема редуктора и винтов вертолета при жесткой заделке свободных турбин

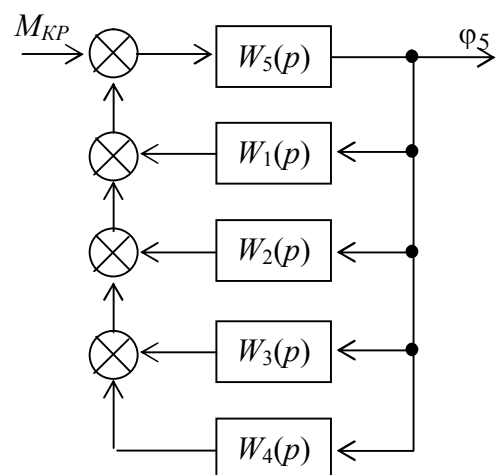


Рис. 9. Структурная схема системы, состоящей из двух винтов (нижнего и верхнего), а также редуктора с жесткой заделкой свободных турбин двигателей

На схемах рис. 8 и 9:

$$W_1(p) = \frac{C_1^2}{J_1 \cdot p \cdot p + C_1}; \quad W_2(p) = \frac{C_2^2}{J_2 \cdot p \cdot p + C_2};$$

$$W_3(p) = \frac{C_3^2}{J_3 \cdot p \cdot p + C_3};$$

$$W_4(p) = \frac{C_4^2}{J_4 \cdot p \cdot p + C_4};$$

$$W_5(p) = \frac{1}{J_5 \cdot p \cdot p + C_1 + C_2 + C_3 + C_4}.$$

Для упрощения рассмотрен канал $M_{KP-\varphi_5}$ и M_{KP} приложен к редуктору. При частотном анализе это допустимо, так как собственные частоты системы одинаковые для всех точек системы. Изменяется только коэффициент усиления (и соответственно амплитуда колебаний).

Передаточная функция $M_{KP-\varphi_5}$ имеет следующий вид:

$$W(p) = \frac{W_5(p)}{1 - \left(W_1(p) + W_2(p) + W_3(p) + W_4(p) \right) W_5(p)}. \quad (7)$$

Амплитудно-частотная характеристика системы, состоящей из двух винтов (нижнего и верхнего), а также редуктора с жесткой заделкой свободных турбин двигателей представлена на рис. 10.

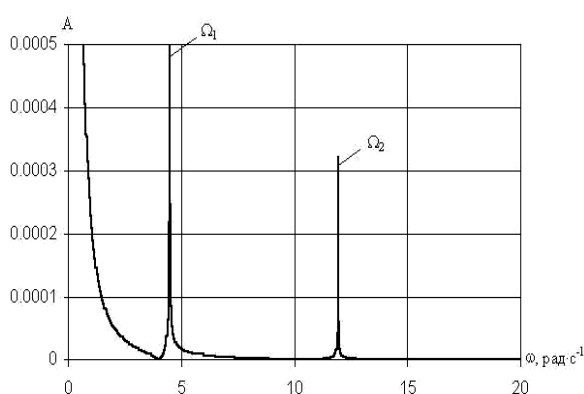


Рис. 10. Амплитудно-частотная характеристика системы

Данная пятимассовая система имеет две основные собственные частоты колебания, что необходимо учитывать при синтезе контура управления мощностью двигательной установки.

Заключение

Основной задачей, решаемой при построении математической модели двухдвигательной силовой установки, является достижение ее соответствия реальным характеристикам двигателей и нагрузки, позволяющей выполнить численное моделирование выполнения алгоритмов управления мощностью. При работе перечисленных алгоритмов должно быть исключено возбуждение крутильных колебаний трансмиссии с частотами близкими к собственным частотам колебания системы, состоящей из винтов, редуктора и свободных турбин двигателей.

Перспективы дальнейших исследований заключаются в детализации нелинейных статических характеристик нагрузки и уточнении параметров разработанной модели по данным стендовых испытаний двухдвигательной силовой установки.

Литература

1. Марковские модели сложных динамических систем идентификация, моделирование, и контроль состояния / Куликов Г.Г., Флеминг П.Дж. и др. – Уфа: Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т, 1998. – 104 с.
2. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, В.Л. Кузнецов и др. – К.: Техніка, 1998. – 312 с.
3. Рутковский В.Ю., Земляков С.Д., Глузов В.М., Епифанов С.В. Информативные признаки, предшествующие обрыву вала трансмиссии // ТВД. – 2004. – №7 (15). – С. 174 – 178.
4. Рутковский В.Ю., Суханов В.М., Епифанов С.В. Задача согласования лагранжевой модели упругой трансмиссии ТВД с моделями индукционного датчика оборотов и моментов винтов // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: НАКУ «ХАИ». – 2004. – Вып. 4/12. – С. 43 – 49.

Поступила в редакцию 31.05.2005

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

УДК 621.452.3 : 629.8.036

С.В. БЕЗУГЛЫЙ¹, С.В. ЕПИФАНОВ¹, Е.В. ПАВЛЮК², С.И. СУХОВЕЙ¹¹ *Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*² *ГП «Харьковское агрегатное конструкторское бюро», Украина*

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КОНТУРА УПРАВЛЕНИЯ ЧАСТОТОЙ ВРАЩЕНИЯ СВОБОДНОЙ ТУРБИНЫ ВЕРТОЛЕТНОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Рассмотрен контур управления частотой вращения свободной турбины вертолетной двигательной установки, определены рациональные значения пропорционального и интегрального коэффициентов в законе управления. Доказано, что САУ с компенсирующим воздействием по углу установки винта при рациональном выборе параметров имеет переходную характеристику со знакопеременными забросами по частоте вращения турбины, уровни которых ниже, чем в исходном случае; при этом также снижается уровень заброса частоты вращения турбокомпрессора.

вертолетная двигательная установка, свободная турбина, контур управления частотой вращения, динамические характеристики переходных процессов, возмущения, угол установки, общий шаг винта

Формулировка проблемы. Объект исследования

На установившихся режимах работы системы автоматического управления (САУ) вертолетной двигательной установки (ДУ) основным является контур управления частотой вращения свободной турбины $n_{ст}$. Наиболее интенсивным внешним воздействием на этот контур является изменение углового положения лопастей (общего шага) винта $\varphi_{ош}$. Поэтому динамические свойства САУ определяются тем, что изменение $\varphi_{ош}$ влияет на загрузку винта, его частота вращения изменяется относительно медленно вследствие большого момента инерции; накопленные изменения воспринимаются регулятором $n_{ст}$, который корректирует расход топлива; затем вследствие изменения расхода топлива частота вращения винта восстанавливается, но это происходит также медленно. Очевидно с такой САУ динамические характеристики ДУ вертолета могут оказаться неудовлетворительными. Их можно улучшить, если предусмотреть дифференцирующую составляющую в законе регулирования $n_{ст}$. Однако возможности

увеличения этой составляющей могут быть ограничены тем, что она усиливает шум датчика частоты вращения.

Альтернативное направление улучшения динамических свойств САУ основано на использовании дополнительного разомкнутого контура управления, реагирующего на изменение внешнего воздействия по $\varphi_{ош}$. Разомкнутый регулятор (компенсатор) обеспечивает реагирование на воздействие немедленно после его возникновения, что может существенно улучшить динамические качества САУ.

Таким образом, на качественном уровне преимущества использования $\varphi_{ош}$ в регуляторе расхода топлива представляются очевидными. Однако такое решение несколько усложняет систему, в частности, увеличивает количество используемых входных параметров, увеличивает объем вычислений, потребных для формирования управляющего воздействия. Поэтому решение о модификации САУ может быть принято только после количественной оценки динамических характеристик исходной и модифицированной систем. Для этого необходимо:

- получить информацию о статистических характеристиках погрешностей каналов измерения n_{cm} и φ_{oui} ;
- дополнить математическую модель двигателя динамической моделью, учитывающей крутильную жесткость вертолетной трансмиссии и присоединенный момент инерции винта;
- выбрать характерные режимы для сравнения вариантов САУ;
- сформировать алгоритм согласования работы регулятора n_{cm} и компенсатора изменения φ_{oui} ;
- выполнить предварительный синтез САУ;
- определить и сравнить динамические свойства альтернативных вариантов САУ.

Объектом исследования данной работы являются динамические свойства САУ (рис. 1), построенной с учетом вышеназванных особенностей на базе динамической поузловой модели вертолетной ДУ с учетом крутильной жесткости трансмиссии [1, 2]. Модель разработана для двухдвигательного варианта вертолета. Однако в данной задаче для сужения области анализа принята синхронная работа САУ и двигателей, что позволяет рассматривать работу САУ одного двигателя.

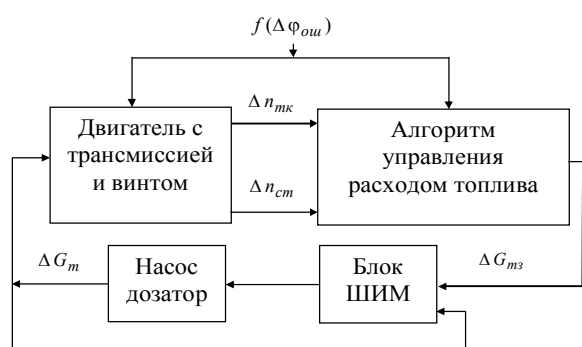


Рис. 1. Обобщенная структурная схема САУ для контура управления n_{cm}

Модель контура управления n_{cm} включает в себя алгоритм управления, математическую модель насоса-дозатора, а также алгоритм формирования сигнала широтно-импульсной модуляции (ШИМ), управляющего работой насоса-дозатора, рассмотренные в следующем разделе.

Математическая модель контура управления

Алгоритм управления расходом топлива. Алгоритм формирования управляющего сигнала по расходу топлива представляет собой систему уравнений, связывающих между собой отклонения частот вращения турбокомпрессора Δn_{mk} , свободной турбины Δn_{cm} и задаваемого расхода топлива $\Delta G_{mз}$ с внешним возмущением $\Delta \varphi_{oui}$.

Для улучшения структуры алгоритма и облегчения введения в него дополнительных контуров, таких как, например, $dn_{mk}/dt = f(n_{mk})$, в контур управления n_{cm} введена дополнительная обратная связь по n_{mk} .

Уравнение для задаваемого отклонения относительной частоты вращения турбокомпрессора [3]:

$$\Delta \bar{n}_{mkз} = \frac{n_{cm0}}{n_{mk0}} \left(K_n \Delta \bar{n}_{cmз} + K_u \int_0^t \Delta \bar{n}_{cmз} dt \right) + \frac{n_{cm0}}{n_{mk0}} \left(K_d \frac{d\bar{n}_{cmз}}{dt} + K_\varphi \Delta \varphi_{oui} \right). \quad (1)$$

Уравнение для задаваемого изменения расхода топлива (управляющего сигнала):

$$\Delta G_{mз} = K_n n_{mk0} (\Delta \bar{n}_{mkз} - \Delta \bar{n}_{mk}), \quad (2)$$

где символы: «0» – значение величины на исходном установившемся режиме;

«з» – задаваемое значение;

«д» – действительное (текущее) значение;

«Δ» – отклонение величины от номинального значения;

$\bar{n}_{mk} = n_{mk} / n_{mk0}$; $\bar{n}_{cm} = n_{cm} / n_{cm0}$ – относительные частоты вращения;

$\Delta \bar{n}_{cmз} = -\Delta \bar{n}_{cm}$ – задающий сигнал по частоте вращения свободной турбины;

$\Delta \varphi_{oui} = \varphi_{oui} - \varphi_{oui0}$, где φ_{oui} – текущее, а φ_{oui0} – начальное значение угла установки лопастей винта;

$K_n, K_u, K_d, K_n, K_\varphi$ – постоянные коэффициенты.

Математическая модель насоса-дозатора. Математическая модель насоса-дозатора (НД) с непосредственным приводом дозирующего элемента (ДЭ) от электромеханического преобразователя с малой электрической постоянной времени может быть представлена следующей системой уравнений:

$$\frac{d^2 \Delta \alpha}{dt^2} = -\frac{K_v}{J} \frac{d\Delta \alpha}{dt} - \frac{M_{mp}}{J} \operatorname{sign}\left(\frac{d\Delta \alpha}{dt}\right) + \frac{K_i}{J} \cdot i; \quad (3)$$

$$\frac{d\Delta G_m}{dt} = -\frac{1}{T_G} \Delta G_m + \frac{K_G}{T_G} \cdot \Delta \alpha, \quad (4)$$

где i – значение силы тока, причем:

$$i = \begin{cases} I_m \operatorname{sign}(S), & \text{если } t_0 \leq t \leq t_0 + |S|; \\ 0, & \text{если } t_0 + |S| < t < t_0 + T_{III}. \end{cases} \quad (5)$$

T_{III} – период ШИМ;

S – длительность импульса тока;

t_0 – время начала импульса ШИМ;

$\Delta \alpha$ – изменение угла поворота ДЭ, рад;

ΔG_m – действительное (текущее) изменение рас-

хода топлива, кг/час.

Коэффициенты и постоянные величины:

J – момент инерции ДЭ,

M_{mp} – момент сухого трения,

K_i – коэффициент крутящего момента,

K_v – коэффициент вязкого трения,

K_G – коэффициент расхода,

T_G – постоянная времени регулятора перепада давления на ДЭ.

Значение ΔG_m , определяемое по уравнению (4), является выходным параметром, а разность $\delta G = \Delta G_{m3} - \Delta G_m$ служит входным сигналом для формирования закона управления НД.

Алгоритм формирования длительности импульса тока. Управление расходом топлива НД осуществляют путем изменения длительности импульса тока и его знака, при этом в алгоритме управления знак условно относят к длительности импульса S .

Уравнение для определения длительности импульса с соответствующим знаком:

$$S = \frac{K_{uu}}{I_m K_G} \left(K_{nu} \delta G + K_{du} \frac{d\delta G}{dt} + K_{iu} \int_0^t \delta G dt \right), \quad (6)$$

где K_{uu} – общий коэффициент пропорциональности;

K_{nu} , K_{du} , K_{iu} – параметрический, дифференциальный и интегральный коэффициенты соответственно. Абсолютное значение длительности импульса, определенного по формуле (6), должно соответствовать условию:

$$S_{\min} \leq |S| \leq S_{\max}. \quad (7)$$

Если значение $|S|$ не удовлетворяет условию (7), ему присваивается предельное значение из (7) с соответствующим знаком.

Динамические свойства альтернативных вариантов САУ

Характерные условия сравнения вариантов САУ. Динамические характеристики рассматриваемых вариантов САУ исследовали при переключении лопастей винта скачком из положения, соответствующего исходному режиму работы. В первую очередь рассмотрели переходные процессы в САУ при $K_\delta = K_\phi = 0$ и изменении режима от максимального продолжительного до максимального крейсерского. На следующем этапе рассмотрены переходные характеристики САУ в предельных случаях возмущения, моделирующих ступенчатую переключку лопастей из положения на взлетном режиме в нейтральное при отличных от нуля значениях K_δ и K_ϕ .

Результаты моделирования. Анализ результатов расчетов для разных условий качественно одинаковы и поэтому далее приводим динамические характеристики САУ в стандартных атмосферных условиях на уровне земли при переключке лопастей из положения на взлетном режиме в нейтральное.

На рис. 2 – 4 представлены динамические характеристики рассматриваемого объекта в составе САУ при $K_\delta = K_\phi = 0$ («1»). Для сравнения там же представлена реакция разомкнутой системы («2»).

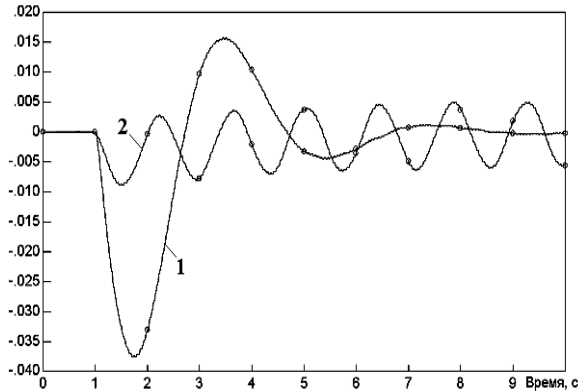


Рис. 2. Относительная колебательная составляющая частоты вращения свободной турбины

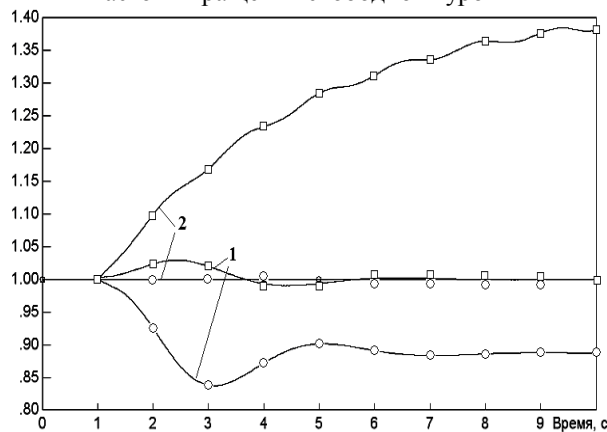


Рис. 3. Относительные частоты вращения свободной турбины «□» и турбокомпрессора «○»

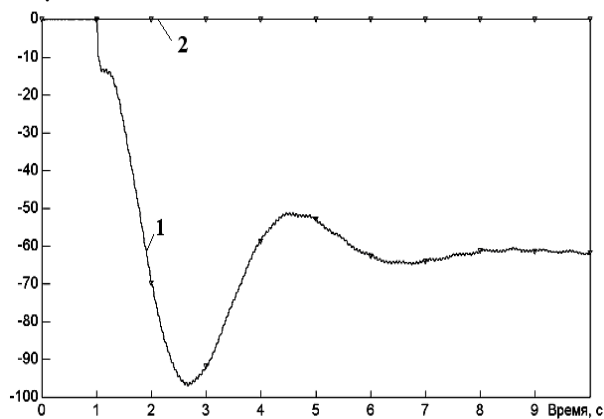


Рис. 4. Текущее изменение расхода топлива, кг/ч

Анализ полученных переходных характеристик показывает, что:

1) реакция разомкнутой САУ сопровождается возникновением незатухающих колебаний частот вращения турбин (рис.2), а также винтов;

2) предлагаемая САУ обеспечивает подавление колебательной составляющей частоты вращения и установление нового режима работы ДУ с приемлемым временем переходного процесса (см. рис.3, 4);

3) отклонения частоты вращения при сильных возмущениях превышают 3%.

Полученные результаты обуславливают необходимость улучшения качества САУ путем введения дифференцирующей составляющей по n_{ct} и (или) обратной связи по углу ϕ_{out} в алгоритме управления расходом топлива (1), (2).

Как показали дальнейшие исследования, улучшение качества САУ путем введения дифференцирующей составляющей в закон управления существенно ограничено условиями устойчивости системы. Для исследуемого объекта область допустимых K_δ узка и дифференцирующая составляющая практически не влияет на заброс n_{ct} .

Дополнительно было проведено исследование влияния коэффициентов K_n и K_u на характеристики переходных процессов. Результаты расчетов при $K_\phi = 0$ представлены на рис. 5.

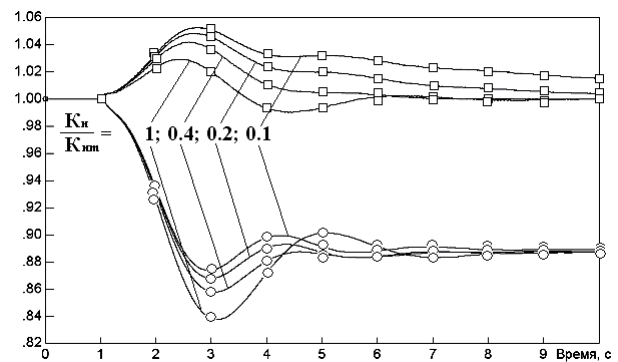


Рис. 5. Относительные частоты вращения свободной турбины «□» и турбокомпрессора «○»

Было показано, что рациональное значение коэффициента K_u определяется соотношением $K_u/K_n = 1$, поскольку его уменьшение приводит к росту времени переходного процесса, а увеличение – к возникновению периодических колебаний частоты

вращения турбокомпрессора, амплитуда которых возрастает с увеличением K_u .

Вторым способом улучшения качества САУ является использование обратной связи по углу $\varphi_{ош}$ в законе управления. Соответствующие расчеты были выполнены для различных значений K_φ при $K_o = 0$. Результаты представлены на рис. 6.

Из анализа полученных графиков следует:

1) САУ с компенсирующим воздействием по $\varphi_{ош}$ при рациональном выборе параметров имеет переходную характеристику с положительным и отрицательным забросами по $n_{ст}$, уровни которых меньше, чем заброс в отсутствие компенсации;

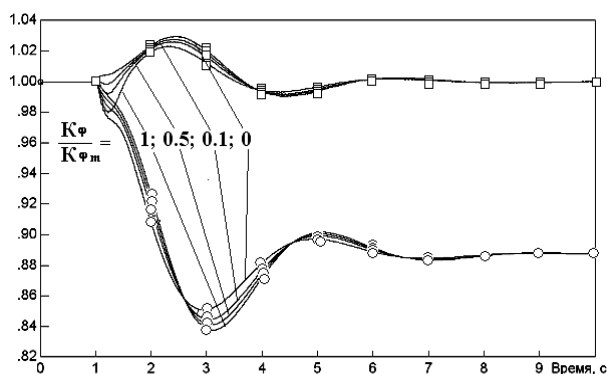


Рис. 6. Относительные частоты вращения свободной турбины «□» и турбокомпрессора «○»

2) рассматриваемое компенсирующее воздействие улучшает переходную характеристику турбокомпрессора, уменьшая величину заброса по $n_{тк}$ с ростом K_φ ;

3) возникающие на начальной стадии переходного процесса колебания расхода топлива быстро затухают и не оказывают влияния на переходный процесс в целом; указанные колебания обусловлены ступенчатым характером воздействия по $\varphi_{ош}$.

В результате анализа выбраны рациональные значения коэффициентов пропорциональности K_φ и K_n , а также коэффициента K_u .

Заключение

Проведенные в данной работе исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. При умеренных значениях возмущений общего шага винта определены рациональные значения пропорционального и интегрального коэффициентов в законе регулирования, обеспечивающие подавление колебательной составляющей и допустимый уровень заброса $n_{ст}$.

2. При предельных возмущениях $\varphi_{ош}$ уровень забросов частоты вращения свободной турбины с пропорционально-интегральным регулятором превышает допустимый.

3. Возможности улучшения качества САУ путем введения дифференцирующей составляющей существенно ограничены условием устойчивости системы.

4. Для улучшения качества САУ необходимо использовать обратную связь по $\varphi_{ош}$ в законе регулирования.

5. Использование угла установки винта в законе регулирования позволяет уменьшить заброс $n_{ст}$ в 1,4 ... 1,6 раз.

Литература

1. Безуглый С.В., Епифанов С.В. Математическая модель вертолетной двигательной установки, учитывающая крутильную жесткость трансмиссии // Авиационно-космическая техника и технология. — Х.: НАКУ «ХАИ». — 2005. — Вып. 4.
2. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.Н. Богаенко и др. — К.: Техніка, 1998. — 312 с.
3. Павлюк Е.В., Епифанов С.В., Суховой С.И. Синтез контура управления частотой вращения свободной турбины вспомогательной силовой установки // Авиационно-космическая техника и технология. — Х.: НАКУ «ХАИ». — 2004. — Вып. 8 (16). — С. 110 — 113.

Поступила в редакцию 25.04.2005

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

УДК 629.7.03.001.2

Ю.Ф. БАСОВ¹, И.Е. КИТАЙЧУК², В.С. МИХЕЕВ², В.М. ПАНОВ²,
Н.Ф. СИДОРЕНКО²

¹ОАО "Мотор Сич", Запорожье, Украина

²НТ СКБ "ПОЛИСВИТ" ГНПП "Объединение Коммунар", Харьков, Украина

ПРИМЕНЕНИЕ ПРИНЦИПА СТРУКТУРНОЙ ИЗБЫТОЧНОСТИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ САУ ГТД

Рассмотрены подходы к обеспечению отказоустойчивости систем управления. Предложены мероприятия в рамках принципа структурной избыточности при создании систем автоматического управления ГТД.

работоспособность, безопасность, отказ, обеспечение отказоустойчивости, активная отказоустойчивость, пассивная отказоустойчивость, принцип структурной избыточности

Введение

В последнее время основным требованием к создаваемым системам автоматического управления (САУ) динамическими объектами становится требование обеспечения безопасности, живучести, сохранения требуемого качества функционирования при возникновении отказов. При создании системы управления газотурбинным двигателем (ГТД) необходимо обеспечить в первую очередь высшую степень безаварийности самой САУ. Использование нетрадиционных структур не всегда обеспечивает выполнение высоких требований к работоспособности бортовых средств управления с длительным временем активного функционирования. Это вызывает необходимость поиска дополнительных мер при реализации систем автоматического управления ГТД, которые позволяли бы обеспечить выполнение требований повышения отказоустойчивости.

Постановка проблемы. Работоспособность САУ

На всех основных этапах жизненного цикла систем автоматического управления ГТД (при разработке, производстве и эксплуатации) наблюдается существенное влияние на их работоспособность различных видов отказов.

Основной причиной отказов являются различные физические дефекты и неисправности в элементах, компонентах, устройствах систем, обусловленные недостаточной надежностью элементной базы, несовершенством технологии, влиянием среды, неправильной эксплуатацией и рядом других дестабилизирующих фактов. Учет влияния отказов на работоспособность САУ привел к необходимости рассмотрения системы с отказами как одного из множества возможных ее состояний. При этом, такие требования как устойчивость и качество, рассматривают как необходимые условия работоспособности. Достаточные условия работоспособности заключаются в обеспечении надежности управления или отказоустойчивости САУ.

Отказоустойчивые САУ для повышения безопасности ГТД

Безопасность летательных аппаратов (ЛА) на протяжении всей истории авиации проявлялось как их важнейшее свойство. Любой ЛА при отказе одной из систем, обеспечивающих полет, представляет собой опасность для пассажиров, экипажа, а также для людей, находящихся в непосредственной близости от места его аварии. Особое внимание уделяется системам управления авиационным двигателем. Существенно повысить безопасность ГТД, а следо-

вательно, и всего класса динамических объектов, возможно с применением таких систем управления, в которых негативное влияние внештатных ситуаций было бы сведено к минимуму. Для решения таких задач необходимо использовать отказоустойчивые системы управления, т.е. проблема обеспечения отказоустойчивости САУ ГТД остается одной из наиболее актуальных.

Постановка задачи. Анализ подходов к обеспечению отказоустойчивости

Различают активную и пассивную отказоустойчивость системы управления.

При обеспечении активной отказоустойчивости имеют место элементы искусственного интеллекта – выбор алгоритма управления, диагностирование технического состояния, выбор ресурса восстановления.

При пассивной отказоустойчивости систему управления разрабатывают таким образом, чтобы эта система оставалась нечувствительной к отказам. В основе подхода лежит использование принципа структурной избыточности. Согласно этому принципу исходную систему управления, содержащую только необходимые элементы и связи, дополняют новыми элементами и связями, то есть избыточной структурой. Введение структурной избыточности проводят таким образом, чтобы при появлении отказа, из множества заданных, работоспособность системы не снижалась. Характерной особенностью структурно-избыточных систем управления является отсутствие диагностирования.

Известно несколько способов введения структурной избыточности. Ряд способов заключается в использовании постоянного (статического) резервирования функциональных элементов. Широко применяемым способом является мажоритарное резервирование, обеспечивающее эффективную устойчивость к внезапным отказам.

Достоинством указанного способа является от-

сутствие временных задержек для обнаружения и парирования отказов.

В связи с тем, что ГТД являются динамическими объектами, важное значение имеют время отработки сигналов и выдачи команд управления, поэтому использование пассивной отказоустойчивости оправдано при создании современных САУ ГТД.

Однако, структурный подход не решает в полной мере проблему согласованной работы различных устройств, узлов и каналов сложных систем управления.

Решение проблемы. Обеспечение отказоустойчивости САУ ГТД

Принцип структурной избыточности для обеспечения отказоустойчивости САУ положен в основу при обосновании выбора структуры системы управления ГТД.

Структура САУ ГТД определялась основными функциональными задачами с учетом выполнения максимально возможной производительности вычислений и обеспечения высокой степени отказоустойчивости аппаратуры. Логическая часть САУ реализована в виде трех идентичных каналов. Каждый канал включает микроконтроллер семейства МК51, ПЗУ, ОЗУ и модули связи с внешними устройствами. Микроконтроллер, ПЗУ и ОЗУ объединены системной магистралью. Модули связи объединены с помощью специальной шины ввода-вывода по принципу "два из трех" и подключены к системной магистрали через контроллер ввода-вывода.

Подобная реализация САУ требует синхронизации всех параллельно работающих процессоров и функционирует уверенно при постоянной подсинхронизации во время штатной работы для обеспечения согласованной работы различных каналов САУ в части приема и выдачи сигналов и команд, а также формирования циклограммы работы объекта управления.

Поставленная задача решается с использованием многоканального устройства синхронизации следующим образом:

- реализован одновременный старт микроконтроллеров за счет синхронного снятия сигнала сброса с одноименных выводов МК51;
- производится фазирование микроконтроллеров за счет останова и синхронного пуска тактовой частоты.

Структурная схема многоканального устройства синхронизации представлена рис. 1.

Данное устройство синхронизации по Патенту Украины на изобретение № 72662, М.кл. G06F11/18, опубликованному 15.03.2005, позволяет уменьшить время взаимного фазирования и, следовательно, повысить быстродействие устройства, а также позволяет обеспечить качество фазирования каналов на уровне, достаточном для исключения режима постоянного фазирования, и, таким образом, повысить отказоустойчивость системы автоматического управления.

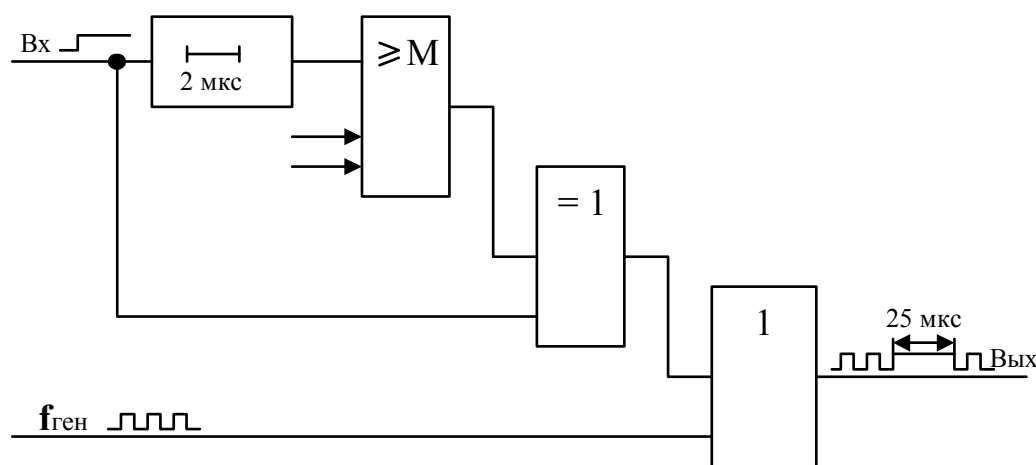


Рис. 1. Структурная схема устройства синхронизации

Заключение

При разработке САУ ГТД создано изобретение, которое позволило расширить область применения принципа структурной избыточности для обеспечения отказоустойчивости.

Высокий научный и технический уровень системы автоматического управления ГТД подтвержден результатами штатной работы.

В настоящий момент существует необходимость проведения дальнейших работ с использованием, наряду с принципами структурной избыточности пассивной отказоустойчивости, достижений в области активной отказоустойчивости с применением диагностирования системы автоматического управления.

Литература

1. ДСТУ 2506-94 Відмовостійкість цифрових систем. Терміни та визначення. – К.: Держстандарт України. – 1994. – Введ. 15.01.1994.
2. Кулик А.С. Отказоустойчивое управление: состояние и перспективы // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – Вип. 15. – С. 18 – 31.
3. Справочник по теории автоматического управления / Под. ред. А.А. Красовского. – М.: Наука, 1987. – 712 с.

Поступила в редакцию 31.05.2005

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

УДК 681.513.6

А.С. ГОЛЬЦОВ

*Академия Федеральной службы охраны Российской Федерации, Россия***АДАПТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ГАЗОТУРБИННЫМ ДВИГАТЕЛЕМ**

Рассмотрена задача синтеза алгоритмов адаптивного управления газотурбинным двигателем в условиях, когда ограничения на часть переменных состояния и возмущающие воздействия заданы равенствами и неравенствами. Выполнена регуляризация задачи и получены алгоритмы обучения модели объекта управления и формирования управляющих воздействий.

адаптивное управление, нелинейная модель, неконтролируемые возмущения, ограниченные по абсолютной величине

Введение

Существующие цифровые системы управления газотурбинными двигателями (ГТД) проектируют с использованием математической модели совместной работы двигателя с приводным топливным насосом и системой механизации компрессора. В частности, созданы многоканальные системы управления установившимися режимами работы ГТД с автоматическим переходом с основного контура управления на канал регулятора одной из ограничиваемых переменных. В разных каналах такой системы управления используют одни и те же управляющие воздействия, но разные управляемые переменные и разные алгоритмы формирования управляющих воздействий [1].

На узлы современных двигателей действуют нагрузки, близкие к предельно допустимым. Поэтому управление ГТД необходимо осуществлять с жестким ограничением перерегулирования температуры газа, частоты вращения роторов и суммарной степени повышения давления. Но в переходных режимах работы двигателя с указанной системой управления возникают статические погрешности управления и существенное перерегулирование управляемых переменных. Это связано с тем, что синтез алгоритмов управления ГТД осуществляют с использованием линейных моделей объекта управления (ОУ). Ли-

нейные модели плохо описывают переходные режимы работы ГТД. Кроме того, в этих моделях не учитывают возмущающие воздействия окружающей среды, которые оказывают существенное влияние на переменные состояния ОУ.

Поэтому синтез систем управления переходными режимами ГТД следует выполнять с помощью методов адаптивного управления с использованием обучаемой модели ОУ [2 – 4]. Однако существующие методы адаптивного управления нелинейными объектами предусматривают формирование управляющих воздействий путем решения вспомогательной нелинейной двухточечной краевой задачи (ДКЗ), что нельзя реализовать в системах автоматического управления (САУ).

В статье рассмотрена задача синтеза алгоритма адаптивного управления нелинейной динамической системы, формирующей управляющие воздействия в темпе реального времени в условиях (характерных для задач управления ГТД), когда ограничения на часть переменных состояния ОУ и математическое описание возмущающих воздействий заданы неравенствами.

Постановка задачи управления

Синтез алгоритма адаптивного управления выполнен в следующей постановке.

Математическую модель ОУ описывают уравнениями, полученными линеаризацией в окрестности базового режима уравнений процессов, происходящих в элементах системы управления:

$$\frac{d\Delta n(t)}{dt} = A \cdot \Delta n(t) + B \cdot \Delta q(t) + \xi_n(t); \quad (1)$$

$$\frac{d\Delta T(t)}{dt} = -\frac{\Delta T(t)}{\tau_1} + \frac{\Delta T_z(t)}{\tau_1} + \frac{\xi_T(t)}{\tau_1}; \quad (2)$$

$$\Delta P(t) = C_1 \cdot \Delta n(t) + b_1 \cdot \Delta q(t) + w_1(t); \quad (3)$$

$$\Delta T_z(t) = C_2 \cdot \Delta n(t) + b_2 \cdot \Delta q(t) + w_2(t); \quad (4)$$

$$\Delta \pi_k(t) = C_3 \cdot \Delta n(t) + b_3 \cdot \Delta q(t) + w_3(t), \quad (5)$$

где $\Delta n(t)$ – вектор, образованный из приращений частот вращения роторов;

$\Delta q(t)$, $\Delta T(t)$, $\Delta T_z(t)$, $\Delta P(t)$, $\Delta \pi_k(t)$ – приращения подачи топлива; температуры термометра, температуры газа, тяги и степени повышения давления в компрессоре;

$\xi_n(t)$, $w_j(t)$ – неизвестные погрешности линеаризации;

$\xi_T(t)$ – погрешность термометра.

Задача управления заключается в переводе двигателя из начального состояния в режим максимальной тяги. При этом должны выполняться ограничения:

$$\Delta P(t) = \gamma_1(t); \quad \gamma(t_N) = \Delta P_{\max}; \quad (6)$$

$$\Delta T_z(t) \leq \gamma_2(t) = \theta; \quad (7)$$

$$\Delta \pi_k(t) \leq \gamma_3(t) = \eta. \quad (8)$$

Расход топлива связан с управляющим воздействием $u(t)$ на привод топливного насоса уравнением:

$$\frac{d\Delta q(t)}{dt} = -\frac{\Delta q(t)}{\tau_2} + \frac{\beta}{\tau_2} \cdot f(u(t)); \quad \Delta q(0) = 0, \quad (9)$$

где τ_2 – постоянная времени системы подачи топлива;

$$f(u(t)) = \begin{cases} 1, & \text{если } u(t) > 0; \\ 0, & \text{иначе;} \end{cases}$$

β – коэффициент усиления.

При формировании управляющего воздействия по условию (6) могут возникнуть переходные режи-

мы с большим перерегулированием температуры газа и (или) степени повышения давления в компрессоре. Для предотвращения таких режимов необходимо осуществлять автоматическое переключение задания системе управления с условия (6) на ограничения (7) или (8).

Предполагается, что в процессе работы двигателя измеряют приращения скоростей вращения роторов $\Delta n_j(t)$ и температуры термометра $\Delta T(t)$. Поэтому в контуре обратной связи системы управления следует использовать оценки управляемых переменных $\Delta T_z(t)$, $\Delta \pi_k(t)$ и $\Delta P(t)$, которые можно вычислить с применением математической модели двигателя. Но модель ОУ (3) – (5) содержит неизвестные погрешности линеаризации. Для компенсации этих погрешностей в состав системы управления включена система автоматического обучения модели ОУ.

Синтез системы автоматического обучения модели ОУ

Введем вспомогательные переменные (сглаженные оценки управляемых переменных):

$$z_1(t) = \Delta P(t); \quad z_2(t) = \Delta T_z(t);$$

$$z_3(t) = \Delta \pi_k(t);$$

$$\frac{dz_j(t)}{dt} = -\frac{z_j(t)}{\tau_2} + \frac{C_j x(t)}{\tau_2} + \frac{b_j \cdot \Delta q(t)}{\tau_2} + \frac{w_j(t)}{\tau_2}; \quad (10)$$

$$\frac{dx(t)}{dt} = F \cdot x(t) + L \cdot z(t) + \frac{\mu(t)}{\tau_2}, \quad (11)$$

где: $x(t)$ – вектор оценок переменных $\Delta n_j(t)$.

Уравнение (11) получено из уравнения (1) заменой с помощью формул (3) и (5) переменной $\Delta q(t)$ переменными $z_1(t)$ и $z_3(t)$.

Из выходных сигналов измерительных устройств (ИУ) $\Delta n_j(t)$ и $\Delta T(t)$ составим вектор $y(t)$, который связан с переменными $x(t)$ и $z(t)$ уравнением:

$$y(t) = H \cdot \begin{bmatrix} x(t) \\ z(t) \end{bmatrix} + \xi(t),$$

где $\xi(t)$ – вектор погрешностей измерительных устройств.

Тогда оценки переменных состояния $x(t)$ и $z(t)$ модели ОУ можно определить минимизацией регуляризованного функционала МНК по переменным $x(t)$, $z(t)$, $\mu(t)$ и $w(t)$ [4]:

$$J = \frac{1}{2} \|\Delta n(0) - x(0)\|_{Dn}^2 + \frac{1}{2} \|z(0) - z(0)\|_{Dz}^2 + \\ + \frac{1}{2\tau_2} \int_0^{t_N} \left(\|e(t)\|_{Dy}^2 + \|\bar{e}(t)\|_{Dy}^2 \right) dt + \\ + \frac{1}{2} \|\bar{e}(t_N)\|_{Dy}^2 + \frac{\alpha_1}{2 \cdot \tau_2} \int_0^{t_N} \left\| \begin{bmatrix} \mu(t) \\ w(t) \end{bmatrix} \right\|_{D^{-1}}^2 dt,$$

где Dn , Dz – матрицы дисперсий погрешностей задания начальных условий;

$$e(t) = y(t) - H \cdot \begin{bmatrix} x(t) \\ z(t) \end{bmatrix}; \quad \bar{e}(t) = \frac{1}{\tau_2} \int_0^t e(\lambda) d\lambda;$$

Dy – матрица дисперсий погрешностей ИУ;

α_1 – параметр регуляризации;

$$D = \begin{bmatrix} Dn & 0 \\ 0 & Dz \end{bmatrix}; \quad \|a\|_Q^2 = a^T \cdot Q \cdot a.$$

Минимизация этого функционала с помощью принципа максимума и инвариантного погружения [4] приводит к алгоритму ПИ-регулирования вектора оценок возмущающих воздействий на обучаемую модель ОУ:

$$\begin{bmatrix} \hat{\mu}(t) \\ \hat{w}(t) \end{bmatrix} = V(t) \cdot H^T \cdot Dy^{-1} \cdot [e(t) + \bar{e}(t)]; \quad (12)$$

$$\frac{dV(t)}{dt} = \Phi \cdot V(t) + V(t) \cdot \Phi^T + \frac{1}{\alpha_1 \cdot \tau_2} D - \\ - \frac{1}{\tau_2} V(t) \cdot H^T \cdot Dy^{-1} \cdot H \cdot V(t); \quad V(0) = D, \quad (13)$$

где

$$\Phi = \begin{bmatrix} F & L \\ \tau_2^{-1} \cdot C & -\tau_2^{-1} \cdot I \end{bmatrix}.$$

Таким образом, уравнения (10) – (13) определяют алгоритм оценивания переменных состояния обучаемой модели ОУ, содержащий самонастраивающийся ПИ-регулятор оценок возмущающих воздействий (12), (13).

Синтез адаптивного регулятора управляющих воздействий

Состояние формирователя управляющих воздействий можно описать следующей априорной математической моделью:

$$\frac{du(t)}{dt} = \frac{\psi(t)}{\tau_2}; \quad u(0) = 0, \quad (14)$$

где $\psi(t)$ – входной сигнал формирователя управляющих воздействий, подлежащий определению.

В соответствии с принципом оптимальности Беллмана выделим три стадии управления. Процесс управления находится в первой стадии, если выполняются ограничения (7) и (8) одновременно. В этом случае управление подачей топлива осуществляют по условию (6). Процесс управления находится во второй стадии, если не выполняется ограничение (7). Управление подачей топлива осуществляют по условию (7). Если не выполняется ограничение (8), то происходит третья стадия управления: подачу топлива осуществляют по условию (8).

Для стадии управления с номером j определим сигнал рассогласования:

$$\varepsilon_j(\Delta q(t)) = \gamma_j(t) - C_j \cdot \Delta n(t) - b_j \cdot \Delta q(t) - \hat{w}_j(t).$$

Тогда эффективность управления можно оценить с помощью обобщенного функционала регуляризованного МНК:

$$J_u = \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta q(0)^2}{Dq} + \frac{u(0)^2}{Du} + \frac{1}{\tau_2} \int_0^{t_N} \varphi(\Delta q(t))^2 dt \right) + \\ + \frac{\alpha_2}{2 \cdot \tau_2} \int_0^{t_N} \psi(t)^2 dt, \quad (15)$$

где Dq , Du – дисперсии погрешностей задания начальных условий;

$$\varphi(\Delta q(t)) = \begin{cases} \frac{\varepsilon_2(\Delta q(t))}{\theta}, & \text{если } z_2(t) \geq \theta; \\ \frac{\varepsilon_3(\Delta q(t))}{\eta}, & \text{если } z_3(t) \geq \eta; \\ \frac{\varepsilon_1(\Delta q(t))}{\Delta P_{\max}}, & \text{иначе;} \end{cases}$$

α_2 – параметр регуляризации.

В результате исходная задача адаптивного управления преобразована в эквивалентную задачу минимизации функционала (15) с ограничениями (9), (14) по переменным $\Delta q(t)$, $u(t)$ и $\psi(t)$.

Если выполнить минимизацию этого функционала с помощью принципа максимума и осуществить инвариантное погружение возникающих уравнений Эйлера-Лагранжа [4], то получим следующий алгоритм формирования управляющих воздействий:

$$u(t) = \frac{P_{1,1}(t)}{\beta} \cdot Q(t) \cdot \varphi(\Delta q(t)) + v(t); \quad (16)$$

$$\frac{dv(t)}{dt} = \frac{P_{2,1}(t)}{\tau_2} \cdot Q(t) \cdot \varphi(\Delta q(t)); \quad v(0) = 0, \quad (17)$$

где $P_{i,j}(t)$ – элементы матрицы $P(t)$, которые вычисляются интегрированием матричного уравнения Риккати:

$$\begin{aligned} \frac{dP(t)}{dt} = & \frac{1}{\tau_2} S \cdot P(t) + \frac{1}{\tau_2} P(t) \cdot S^T + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \tau_2} R - \\ & - \frac{1}{\tau_2} P(t) \cdot E(t) \cdot P(t); \quad P(0) = \begin{bmatrix} Dq & 0 \\ 0 & Du \end{bmatrix}, \end{aligned} \quad (18)$$

где $S = \begin{bmatrix} -1 & \beta \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$; $R = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$; $E(t) = \begin{bmatrix} Q(t)^2 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$;

$$Q(t) = \begin{cases} \frac{b_2}{\theta}, & \text{если } z_2(t) \geq \theta; \\ \frac{b_3}{\eta}, & \text{если } z_3(t) \geq \eta; \\ \frac{b_1}{\Delta P_{\max}}, & \text{иначе.} \end{cases}$$

Уравнения (16) – (18) определяют самонастраивающийся ПИ-регулятор привода топливного насоса. Настраиваемые параметры этого регулятора вычисляются интегрированием матричного уравнения Риккати (18) с положительно полуопределенной матрицей $Q(t)$. Объект управления (1) – (8), (9), (14) устойчив и управляем по входу $u(t)$. Поэтому замкнутая система управления с ПИ-регулятором (16) – (18) асимптотически устойчива и астатическая [4].

Заключение

Разработана адаптивная система автоматического управления подачей топлива ГТД в условиях априорной неопределенности математического описания возмущающих воздействий и погрешностей линеаризации модели ОУ.

Получены алгоритмы самонастраивающихся ПИ-регуляторов управляющих воздействий и оценок переменных состояния обучаемой модели ОУ, которые учитывают ограничения на температуру газа за турбиной и степень повышения давления в компрессоре, заданные неравенствами.

Показано, что разработанный алгоритм управления во всех режимах работы обеспечивает регулирование расхода топлива, близкое к оптимальному управлению по регуляризованному критерию МНК.

Литература

1. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.Н. Богаенко и др. – К.: Техніка, 1998. – 312 с.
2. Граничин О.Н., Поляк Б.Т. Рандомизированные алгоритмы оценивания и оптимизации при почти произвольных помехах. – М.: Наука, 2002. – 291 с.
3. Красовский А.А. Некоторые актуальные проблемы науки управления // Изв. РАН. Теория и системы управления. – 1996. – № 6. – С. 5 – 14.
4. Гольцов А.С. Адаптивные системы автоматического управления нелинейными объектами. – Орел: Академия ФАПСи, 2001. – 156 с.

Поступила в редакцию 25.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК 621.438:536.24

А.А. ХАРЧЕНКО

Севастопольский национальный технический университет, Украина

К УПРАВЛЕНИЮ ТЕМПЕРАТУРНЫМ СОСТОЯНИЕМ ДИСКОВ РОТОРОВ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ГТД

Экспериментально исследована зависимость профиля температуры по радиусу диска от конструкции устройств, устанавливаемых в полости ротора осевого компрессора, принцип действия которых основан на использовании динамического напора воздуха, отбираемого на охлаждение двигателя. Предложена методика расчета температурного состояния поверхности диска.

диски роторов осевых компрессоров, температурное состояние, интенсификация теплообмена, экспериментальные исследования

Введение

Роторы осевых компрессоров ГТД выполняют, как правило, дискобарабанной конструкции с транспортировкой охлаждающего воздуха через внутреннюю полость ротора. Циркуляция воздуха в междисковых полостях ротора, которая устанавливается под действием разности плотности воздуха в поле массовых сил, не обеспечивает выравнивания температуры по радиусу диска, кроме того, диски ротора обладают значительной тепловой инерцией. Поэтому

температурный градиент по радиусу диска может достигать значительных величин, что отрицательно влияет на пределы прочности, длительной прочности, ползучести и усталости.

Формулирование проблемы

Существуют различные способы интенсификации теплообмена в полостях компрессоров для снижения перепада температур вдоль радиуса диска, в том числе с помощью экранов и эжекционных устройств [1].

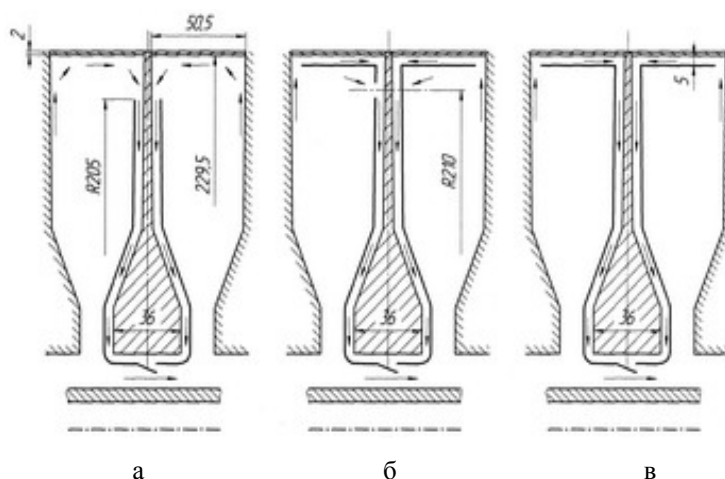


Рис. 1. Конструкции эжекционных устройств:

- а – диск, экранированный на 2/3 поверхности;
- б – диск с отверстиями в экране;
- в – полностью экранированный диск

Из-за сложных условий теплоотдачи достоверное описание температурного состояния диска в этом случае может быть получено только на основе обобщения экспериментальных данных. Выполненные в настоящей работе опыты с конструкциями устройств, показанных на рис. 1, проведены на экспериментальном стенде, имитирующем участок ротора осевого компрессора [1].

Стекание пограничного слоя вдоль поверхности диска за счет экранирования и эжекции вызывает снижение перепада температур между ступичной частью диска и периферией. Величина перепада по радиусу диска определяется конструкцией устройства, что указывает на необходимость получения расчетных зависимостей температурного состояния дисков ротора с учетом конструктивных параметров эжекционных устройств, что важно прочностных расчётов дисков на стадии проектирования.

Решение проблемы

Основой для расчета распределения температуры по радиусу экранированного диска принималась зависимость для диска, полученная в работе [2].

Диск условно разделялся на полотно, коническую и ступичную части, которые разбивались соответственно на 48, 24 и 24 расчетных кольцевых участка равной площади. Формула для определения температуры поверхности диска на среднем радиусе i -го участка имеет вид

$$t_i = t_{\theta} + (t_{\max} - t_{\theta}) \cdot \left(\frac{r_i}{r_{\max}} \right)^{m_i}, \quad (1)$$

где t_{θ} – температура охлаждающего воздуха под ступицей диска, определяется по зависимостям, полученным в [3];

$t_{\max}$ – температура воздуха в проточной части осевого компрессора, определяется по степени повышения давления в ступени;

$r_i, r_{\max}$ – радиусы соответственно середины i -го участка диска и максимальный;

m_i – показатель степени, определяется как

$$m_i = m_{0i} \cdot \left(\frac{r_{\max} \cdot F_{\max}}{r \cdot F} \right)^{b_i}, \quad (2)$$

где m_{0i} – показатель для i -го участка неэкранированного диска, определяется по зависимостям работы [2];

r – радиус подвода воздуха к охлаждаемой части диска;

$F_{\max}$ – площадь поверхности диска;

F – площадь неэкранированных участков диска.

Множитель $\left(\frac{r_{\max} \cdot F_{\max}}{r \cdot F} \right)$, входящий в формулу (2),

учитывает влияние конструктивных параметров исследуемых устройств на распределение температуры по радиусу диска. Для вариантов а, б, в, рис. 1 величина вводимого множителя $\left(\frac{r_{\max} \cdot F_{\max}}{r \cdot F} \right)$ составляет соответственно 2,31; 26,8; 31,2; при этом для неэкранированного диска множитель равен единице.

Показатель степени b_i в формуле (2) определялся по опытным данным и представлен в виде полинома в функции от номера рассчитываемого участка диска i .

На рис. 2 показано распределение температуры по радиусу диска для неэкранированного ротора, а также для конструкций эжекционных устройств, представленных на рис. 1. Температурные кривые 1, 2, 3, 4 рис. 2 получены экспериментально. Кривые 5, 6, 7 получены расчетом для устройств по схеме рис.1, в, в которых увеличена площадь отверстий для поступления охлаждающего воздуха. Величина множителя $\left(\frac{r_{\max} \cdot F_{\max}}{r \cdot F} \right)$ для этих вариантов конструкции составляет соответственно 10,90; 18,75; 28,87.

Как видно из рис. 2, с увеличением величины

$\left(\frac{r_{\max} \cdot F_{\max}}{r \cdot F}\right)$ ступичная часть диска прогревается более интенсивно, при одновременном охлаждении

периферии полотна, что приводит к более равномерному распределению температуры по радиусу диска.

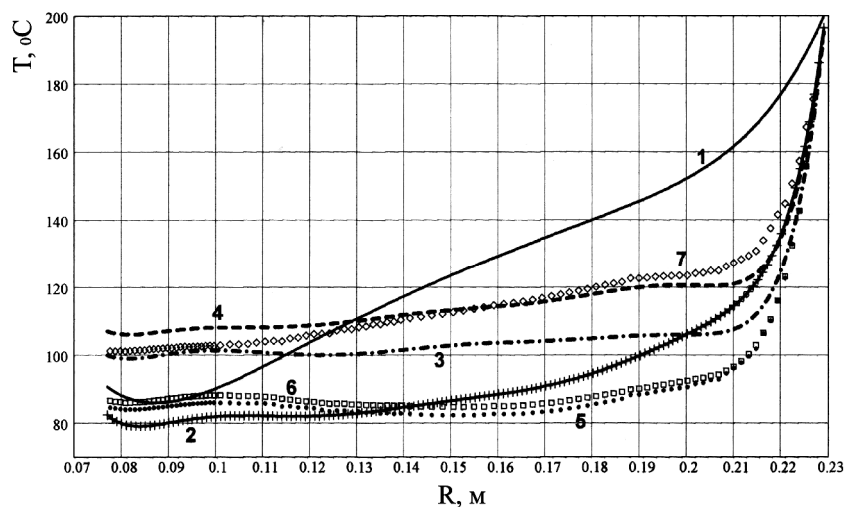


Рис. 2. Температурное состояние дисков при использовании устройств различной конструкции:

- 1 – полностью открытый диск (эжекционные устройства отсутствуют);
- 2 – экранировано 2/3 полотна диска;
- 3 – экран с отверстиями на периферии;
- 4 – полностью экранированный диск;
- 5, 6, 7 – конструкции с увеличенной площадью подвода охлаждающего воздуха

Данная закономерность сохраняется справедливой для рассматриваемых конструкций эжекционных устройств, за исключением экрана, закрывающего 2/3 диска, где изменение температуры на периферии менее интенсивно.

Заключение

Таким образом, становится возможным определение температуры на среднем радиусе каждого расчетного участка экранированного диска на стационарном режиме работы двигателя с учетом конструкции эжекционных устройств, что позволяет на стадии проектирования выбрать устройство, обеспечивающее оптимальное распределение температур по радиусу диска осевого компрессора.

Литература

Салов Н.Н., Бубенцов В.М., Харченко А.А. Интенсификация теплообмена в полостях роторов

газотурбинных двигателей // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2001. – Вип. 23. Двигуни та енергоустановки. – С. 142 – 143.

Салов Н.Н., Горобец Г.В., Харченко А.А. Расчет температурных полей дисков роторов осевых компрессоров // *Вестник двигателестроения*. – 2003. – № 2. – С.36 – 43.

Салов Н.Н. К определению подогрева воздуха, транспортируемого через полости ротора осевого компрессора // *Известия вузов. Авиационная техника*. – 2000. – №1. – С. 63 – 65.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. К.Ю. Федоровский, Севастопольский национальный технический университет.

УДК 621.313.017

В.А. МАТУСЕВИЧ, Б.П. КАЛИНИН

ГП «Харьковское агрегатно-конструкторское бюро», Украина

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА С АВАРИЙНЫМ ИСТОЧНИКОМ ПИТАНИЯ

Сформулирована система уравнений, описывающих изменение основных рабочих параметров электрогидравлического привода с аварийным источником питания при отработке заданного закона изменения расхода насосной станции. Решение полученных уравнений позволяет произвести обоснованный выбор номинальной емкости аварийного источника тока.

аварийный источник питания, электрогидравлический привод, энергоемкость источника, тепловые батареи, разрядка источника, обеспечиваемый расход

Для любого летательного аппарата одним из наиболее опасных отказов, приводящим зачастую к катастрофе, является отказ основных источников давления гидравлических систем. Жизнестойкость летательного аппарата с таким дефектом может быть обеспечена только при сохранении работоспособности систем управления полетом, для чего в составе гидравлических систем самолетов предусматривают дополнительные насосные станции с аварийными источниками питания. В качестве аварийных источников энергопитания для систем управления полетом могут быть использованы, в частности, электрохимические источники тока. Естественно, что чем больше номинальная электрическая емкость источника, тем надежнее и эффективнее аварийная система энергопитания. Однако для принятого типа источника тока с ростом емкости растут его масса, габариты и величина затрат. Поэтому выбор величины электрической емкости аварийного источника энергопитания должен производиться в результате компромисса между уровнем работоспособности и надежности системы и величиной затрат, габаритов и массы.

Оценка работоспособности электрогидравлического привода системы управления полетом с аварийным источником питания может быть произведе-

дена по математической модели, включающей в себя аварийный источник питания (блок аккумуляторных батарей, топливных элементов и т.п.), электродвигатель, насосную станцию и гидравлическую сеть потребления с исполнительным органом – гидроцилиндром или гидромотором.

В аварийной ситуации в процессе отработки электрогидравлическим приводом сигналов управления происходит разрядка аварийного электрохимического источника тока. Разрядка аварийного источника энергопитания приводит к тому, что напряжение на клеммах электродвигателя уменьшается и с течением времени возможна потеря работоспособности электрогидравлического привода и, следовательно, потеря управляемости полетом летательного аппарата.

Напряжение на клеммах электродвигателя в процессе разрядки аварийного источника питания рассчитывается следующим образом:

$$U_{эд} = E_0 - \int_0^t k_E I dt - (R_{вн} - R_{нр}) I, \quad (1)$$

где t – промежуток времени от начала разрядки; E_0 – начальная э.д.с. блока батарей аварийного источника; k_E – коэффициент разрядки; $R_{вн}$ – внутреннее сопротивление блока батарей; $R_{нр}$ – сопротивление

подводящих проводов; I – потребляемый ток.

В общем случае блок батарей аварийного источника питания состоит из батарей, включенных параллельно и последовательно. Э.Д.С. такого блока:

$$E = n_{\text{посл}} E_1,$$

где $n_{\text{посл}}$ – количество последовательно включенных батарей; E_1 – э.д.с. одной батареи.

Интенсивность разрядки определяется величиной тока разрядки одной батареи, который зависит от величины потребляемого тока и количества параллельных ветвей аварийного источника:

$$I_{\text{разр}} = I / n_{\text{пар}}.$$

При фиксированном напряжении на клеммах электродвигателя величина потребляемого тока зависит от величины мощности на валу и может быть определена по рабочей характеристике двигателя:

$$I = I(P_2, U_{\text{эд}}), \quad (2)$$

где $P_2 = pQ / \eta_{\text{нс}}$ – мощность на валу электродвигателя; p, Q – давление и расход насосной станции; $\eta_{\text{нс}}$ – к.п.д. насосной станции.

Рабочие характеристики электродвигателя определяли экспериментально, варьируя нагрузки на валу при различных фиксированных напряжениях на клеммах электродвигателя. Причем, чтобы исключить к.п.д. насосной станции, потребляемый ток определялся в зависимости от pQ – полезной мощности насосной станции. В результате обработки экспериментальных данных получаем набор таблиц заданных условных рабочих характеристик электродвигателя в виде массива:

$$I_{j,k} = f[(pQ)_j, (U_{\text{эд}})_k]. \quad (3)$$

Величина потребляемого тока при произвольных значениях $p, Q, U_{\text{эд}}$ определялась по (3) интерполяцией.

Давление насосной станции определяется нагрузкой на исполнительный орган привода и потерями в гидравлической сети, расход – заданной скоростью перемещения и размерами исполнительного

органа. При проектировании обычно задаются величиной расхода, который должна обеспечить насосная станция.

При работе электрогидравлического привода от аварийного источника питания из-за снижения напряжения на клеммах электродвигателя величина требуемого расхода может оказаться большей максимального расхода, обеспечиваемого приводом.

Давление и расход насосной станции определяются как точка пересечения характеристики гидравлической сети потребления, включающей исполнительный гидродвигатель, с расходной характеристикой насосной станции.

Характеристика сети описывается уравнением:

$$p = zQ^2 + \Delta p_{\text{гц}}, \quad (4)$$

где z – гидравлическое сопротивление сети; $\Delta p_{\text{гц}}$ – перепад давлений в гидродвигателе.

Расходные характеристики насосной станции при различных напряжениях на клеммах приводного электродвигателя получали также экспериментально. После обработки результатов испытаний расходные характеристики насосной станции при различных фиксированных напряжениях на клеммах электродвигателя представлялись в виде массива:

$$Q_{j,k} = f_1[p_j, (U_{\text{эд}})_k]. \quad (5)$$

Величина расхода при произвольных значениях $p, U_{\text{эд}}$ определялась по (5) интерполяцией.

Равенства (1), (3) – (5) образуют замкнутую систему уравнений относительно неизвестных напряжения на клеммах электродвигателя, потребляемого тока, давления и расхода насосной станции. Задавая законы изменения во времени перепада давлений на исполнительном органе привода и требуемого расхода насосной станции, из решения полученной системы уравнений получим изменение во времени $U_{\text{эд}}, I, p, Q$ в процессе работы электрогидравлического привода с аварийным источником энергии.

Решение на каждом временном шаге отыскивалось методом итераций:

– задавшись предварительно значениями давления, расхода и напряжения – p^s, Q^s, U^s , по рабочей характеристике электродвигателя (3) определяли потребляемый ток – I^s ;

– из уравнения (1) находим значение напряжения на итерации $(s+1)$ – U^{s+1} ;

– решая совместно уравнения (4), (5) отыскиваем величины давления и расхода насосной станции – p^{s+1}, Q^{s+1} ; для решения уравнений (4), (5) может быть использован, например, метод хорд;

– по рабочей характеристике электродвигателя (3) определяем потребляемый ток – I^{s+1} ;

– если разница значений I^{s+1} и I^s превышала заданную точность вычислений, расчет повторялся.

На рис. 1 приведены результаты расчета отработки насосной станцией с номинальной производительностью 30 л/мин заданного цикла изменения расхода в аварийных условиях – при отключении основного питания приводного электродвигателя. В качестве аварийного источника тока принят блок тепловых батарей [2]. Номинальная емкость аварийного источника, определяемая количеством парал-

лельно включенных батарей, в расчетах варьировалась. В приведенном на рис. 1 примере количество параллельно включенных батарей $n_{нар} = 7$.

При отработке заданного цикла требуемый расход, соответствующий номинальной производительности насосной станции, в аварийных условиях не обеспечивается. При принятом количестве батарей максимально обеспечиваемый расход изменяется от 29,1 л/мин в начальной фазе отработки цикла до 27,1 л/мин – в конечной фазе. Требуемые расходы, меньшие максимально достижимых при принятой номинальной емкости аварийного источника (в примере это расходы 2,0 и 15,0 л/мин), обеспечиваются без искажений.

Были проведены расчеты электрогидравлического привода с аварийным источником энергии различной номинальной емкости (различным количеством параллельно включенных тепловых батарей).

На рис. 2 приведена зависимость величин обеспечиваемого насосной станцией с аварийным источником максимально достижимого расхода, питания в начале и в конце отработки цикла, от количества тепловых батарей источника (т.е. от номинальной емкости).

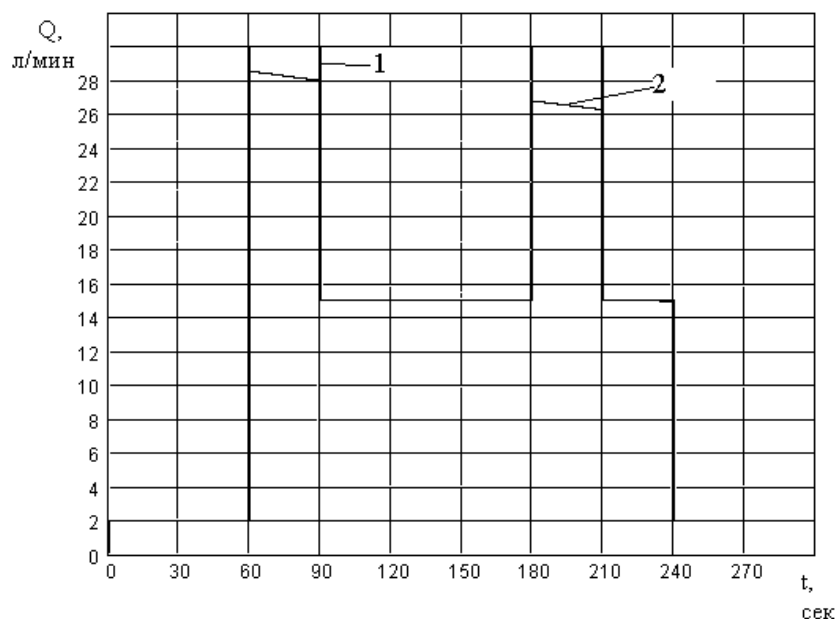


Рис. 1. Отработка заданного цикла изменения расхода насосной станцией с аварийным источником питания: 1 – заданный расход; 2 – обеспечиваемый расход

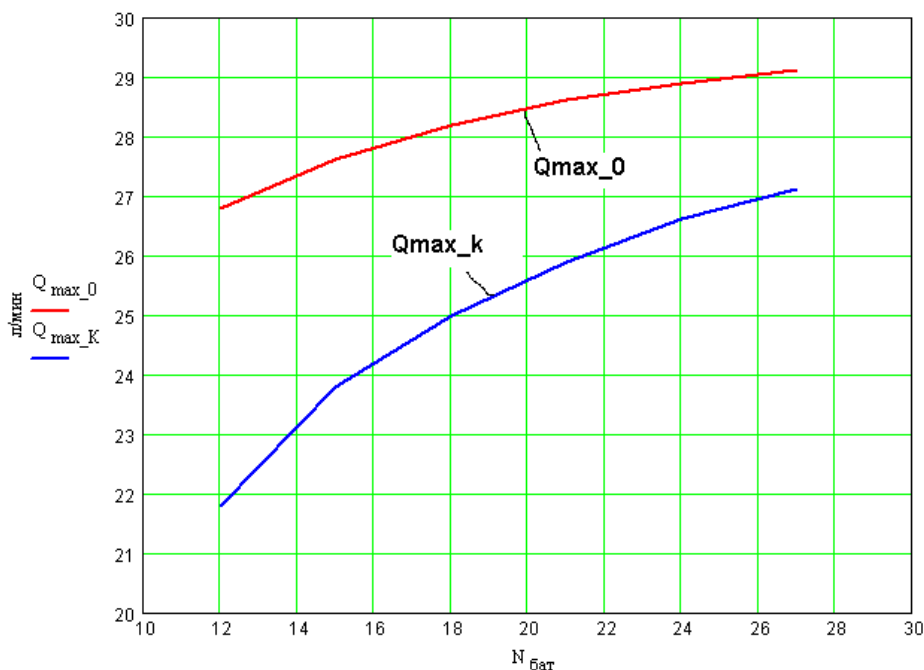


Рис. 2. Зависимость максимального расхода насосной станции от количества батарей аварийного источника питания.

$Q_{\text{max}_0}, Q_{\text{max}_K}$ – максимальный расход насосной станции с аварийным источником питания в начале и в конце отработки цикла соответственно

Естественно, что чем больше количество батарей аварийного источника, тем больше его габариты, масса и стоимость.

Анализ зависимостей, приведенных на рис. 2, позволяет произвести выбор количества батарей аварийного источника тока, обеспечивающего, во-первых, управляемость полетом летательного аппарата, во-вторых, приемлемые величины затрат, габаритов и массы источника.

Таким образом:

- сформулирована система уравнений, описывающих работу электрогидравлического привода с аварийным химическим источником тока;
- разработан алгоритм решения сформулированной системы уравнений, позволяющий рассчитать изменение во времени основных выходных па-

раметров электрогидравлического привода в аварийных условиях и произвести обоснованный выбор номинальной емкости аварийного источника тока.

Литература

1. Демидович. Основы вычислительной математики. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 296 с.
2. Lovering D.G. Molten Salt Technology – 1982. – 299 p.

Поступила в редакцию 29.04.2005

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

УДК 532.528.5:621.671

Ю.А. ЖУЛАЙ¹, О.В. ПИЛИПЕНКО², Л.Г. ЗАПОЛЬСКИЙ²¹ *Институт транспортных систем и технологий НАН Украины, Украина*² *Институт технической механики НАН и НКА Украины, Украина*

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ НАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ, ВКЛЮЧАЮЩЕЙ БАЙПАСНЫЙ ТРУБОПРОВОД С СУПЕРКАВЕРНОЙ

Представлены результаты теоретического исследования устойчивости насосной системы питания, включающей байпасный демпфирующий трубопровод, и их сопоставление с результатами эксперимента. Показано, что демпфирующее устройство, подключенное к насосной системе, расширяет область её устойчивой работы по отношению к низкочастотным кавитационным автоколебаниям. Для конкретной насосной системы байпасный демпфирующий трубопровод на эксплуатационном режиме ее работы полностью обеспечивает её устойчивость по отношению к кавитационным колебаниям.

устойчивость насосных систем, демпфирующее устройство, импедансный метод, кавитационные автоколебания, комплексные сопротивления, суперкавитация, число кавитации

Введение

На транспорте, в авиационной, ракетной технике, химической и нефтяной промышленности широкое распространение получили высокооборотные шнекоцентробежные насосы. Они перекачивают широкий ассортимент жидкостей с различными физическими свойствами. Это криогенные жидкости, вода, вязкие жидкости (нефть и нефтепродукты), газонасыщенные жидкости и т.д. При определенных условиях [1] в насосной системе, работающей в режиме скрытой кавитации, могут самовозбуждаться колебания давления и расхода.

Формулирование проблемы

Кавитационные автоколебания затрудняют, а иногда делают невозможным функционирование насосной системы. Поэтому поиск способов и устройств стабилизации насосных систем по отношению к кавитационным автоколебаниям является важной научно-практической задачей.

Возможные пути повышения устойчивости системы связаны с выбором конструкции и конструктивных параметров шнекового преднасоса и увели-

чением коэффициентов гидравлического и инерционного сопротивлений питающей магистрали. Если это не обеспечивает устойчивость насосной системы, используются специальные средства подавления кавитационных автоколебаний. В работе [2] рассмотрена возможность устранения кавитационных колебаний с помощью демпфера, установленного непосредственно на входе в насос. В работе [3] рассмотрены достоинства и недостатки средств обеспечения стабилизации насосных систем по отношению к кавитационным автоколебаниям. Здесь же приводятся результаты экспериментального исследования возможности применения байпасного демпфирующего трубопровода (БДТ) как средства стабилизации насосных систем по отношению к низкочастотным кавитационным автоколебаниям на эксплуатационных и переходных режимах работы насоса. Элементом, обеспечивающим такую стабилизацию, является суперкавитационная полость, специально созданная в БДТ, соединяющим выход из насоса с его входом. Это позволило значительно расширить область устойчивой работы насосной системы без вмешательства в проточную часть шнекового преднасоса.

Целью настоящей работы является теоретическое исследование устойчивости системы «питающая магистраль – насосный агрегат», включающей БДТ, и сопоставление с результатом эксперимента.

Основная часть

Исследование проводилась импедансным методом. Согласно критерию устойчивости, сформулированному в работе [1], если действительная часть суммарного импеданса системы $\text{Re}Z_S < 0$, а мнимая часть $\text{Im}Z_S = 0$, то система склонна к потере устойчивости по отношению к кавитационным колебаниям. При этом необходимо учитывать, каким образом произошло изменение $\text{Im}Z_S$. Если мнимая часть импеданса системы меняет знак с минуса на плюс, то при $\text{Im}Z_S = 0$ реализуется резонансная частота колебаний, т.е. система склонна к потере устойчивости. В случае, если $\text{Im}Z_S$ изменяет знак с плюса на минус, то при $\text{Im}Z_S = 0$ реализуется антирезонансная частота, и при $\text{Re}Z_S < 0$ система будет устойчивой.

Под суммарным импедансом системы в данном случае понимается отношение комплексных амплитуд колебаний давления и весового расхода жидкости на входе в питающую магистраль, т.е. на срезе бака. Исследуемая насосная система состоит из емкости, питающего трубопровода, шнекоцентробежного насоса, напорной магистрали и байпасного демпфирующего трубопровода (БДТ). Расчетная схема указанной системы представлена на рис. 1.

Если считать известным импеданс на входе в насос (отношение комплексных амплитуд колебаний давления и весового расхода на входе в шнековый преднасос) и импеданс байпасного трубопровода (отношение комплексных амплитуд колебаний давления и весового расхода на выходе из него), выражения для которых будут приведены ниже, суммарный импеданс насосной системы можно определить (в соответствии с [1]), последовательно суммируя импедансы в сечениях 2 и 1 (расчетная схема показана на рис. 1).

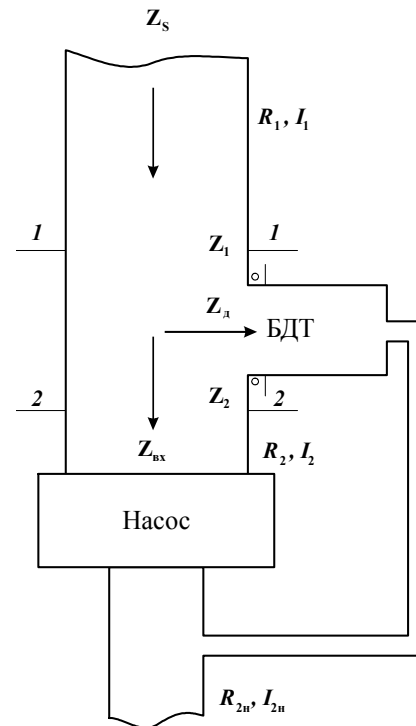


Рис. 1. Расчетная схема системы

Импеданс в сечении 2 определяется импедансом на входе в насос $Z_{вх}$, а также линейризованным гидравлическим R_2 и инерционным I_2 сопротивлениями участка питающей магистрали от входа в насос до места подключения БДТ. Длина этого участка невелика, поэтому его можно рассматривать как систему с сосредоточенными параметрами. В этом случае Z_2 равен

$$Z_2 = Z_{вх} + R_2 + j\omega I_2, \quad (1)$$

где ω – круговая частота колебаний, $j = \sqrt{-1}$.

Прежде чем приступить к определению импеданса Z_1 , напомним, что байпасный демпфирующий трубопровод представляет собой специальный трубопровод, соединяющий выход из насоса с его входом, в котором при напорном вращательно-поступательном движении по оси потока образуется суперкавитационная полость. То есть БДТ и насос соединены параллельно, в силу чего импеданс Z_1 должен быть представлен в виде:

$$Z_1 = \frac{Z_2 Z_0}{Z_2 + Z_0}, \quad (2)$$

где Z_0 – входной импеданс байпасного демпфирующего трубопровода.

При известном импедансе Z_1 , линеаризованном гидравлическом сопротивлении R_1 и коэффициенте инерционного сопротивления I_1 легко определить суммарный импеданс

$$Z_s = Z_1 + R_1 + j\omega I_1. \quad (3)$$

Исключая из системы уравнений (1) – (3) импеданс Z_1 и Z_2 , получим выражение для расчетного определения суммарного импеданса системы

$$Z_S = \frac{Z_{ex} + R_2 + j\omega I_2}{\frac{Z_{ex} + R_2 + j\omega I_2}{Z_0} + 1} + R_1 + j\omega I_1. \quad (4)$$

В соотношении (4) используется импеданс на входе в осевой шнековый преднасос. Этот импеданс может быть определен с помощью выражения, приведенного в работе [1], полученного на основании нестационарной модели кавитационных колебаний и имеющего следующий вид:

$$Z_{ex} = \frac{\left(B_2 - \frac{B_1 T_k}{\gamma_{жс}} \right) + j \left(\omega I_{ки} + \frac{B_1}{\gamma_{жс} \omega} \right)}{j \frac{B_1}{\gamma_{жс} \omega} - \frac{B_1 T_k}{\gamma_{жс}} + 1 + \frac{\gamma_{жс} \omega}{R_{2н} - S + j\omega I_{2н}}}, \quad (5)$$

где B_2 – отрицательное кавитационное сопротивление при входе жидкости в межлопастные каналы шнека, равное

$$B_2 = -\frac{\partial \bar{V}_k / \partial \bar{G}_1}{\partial \bar{V}_k / \partial \bar{P}_1},$$

$\bar{V}_k$ – объем кавитационных каверн в межлопастных каналах шнека; $\bar{G}_1$ – весовой расход жидкости на входе в насос; $\bar{P}_1$ – давление на входе в насос; B_1 – упругость кавитационных каверн, определяемая в виде $B_1 = \frac{1}{\partial \bar{V}_k / \partial \bar{P}_1}$; T_k – постоянная времени кавитационных каверн; $\gamma_{жс}$ – удельный вес жидкости; $I_{ки}$ – коэффициент инерционного сопротивления

жидкости в межлопастных каналах шнека; S – тангенс угла наклона касательной к напорной характеристике шнекового преднасоса, $R_{2н}$, $I_{2н}$ – коэффициенты линеаризованного гидравлического и инерционного сопротивлений напорного трубопровода.

Методика расчета параметров B_1 , B_2 , T_k и $I_{ки}$ подробно изложена в работе [1], поэтому в настоящей работе выражения для определения указанных параметров не приводятся. Что касается параметров R_1 , I_1 , R_2 , $I_{2н}$ и S , то они определяются при задании исходных данных для расчета динамических характеристик конкретной насосной системы и соответствуют значениям, при которых проводился эксперимент. Из выражения (4) видно, что для определения суммарного импеданса насосной системы, включающей байпасный демпфирующий трубопровод, необходимо определить его основную динамическую характеристику – входной импеданс.

Байпасный демпфирующий трубопровод, прошедший испытания в составе штатной конструкции насоса, имеет следующие конструктивные параметры: длина от выхода кавитатора-завихрителя до диска-замыкателя суперкавитационной полости составляет $l_m = 250$ мм, внутренний диаметр трубопровода – 60 мм, диаметр диска-замыкателя – 53 мм; длина подсоединительного патрубка (расстояние от диска-замыкателя до входа в основную питающую магистраль) – 50 мм.

Учитывая, что осевая длина трубопровода достаточно велика, его следует рассматривать как систему с распределенными параметрами. Что касается его режимных параметров, то при давлении питания $P_0 = 11$ МПа расход через БДТ составлял $G_0 = 2,6$ кгс/с. Давление в месте подключения БДТ к основной магистрали $P_1 = 0,033 \div 0,45$ МПа, что соответствует диапазону изменения числа кавитации на выходе из БДТ $0,003 \div 0,032$. Параметр интенсивности закрутки потока, представляющий собой отношение объемного расхода жидкости к циркуляции и радиусу трубопровода $Q/GR_T \approx 0,0065$.

Из приведенных режимных параметров БДТ видно, что рассматриваемый вариант следует отнести к классу малорасходных. Математическая модель для определения статических характеристик таких устройств имеет ряд особенностей, основной из которых является наличие в трубопроводе зоны возвратно-циркуляционного течения. Отметим, что для малорасходных демпфирующих устройств диапазон существования кавитационной полости по давлению на выходе из него ниже, чем для обычных гидродинамических устройств.

Визуальные исследования [3] (рис. 2), и результаты расчетов площади суперкавитационной полости в произвольном сечении трубопровода [4, 5] показывают, что указанная площадь изменяется по длине демпфера незначительно (для сравнительно небольших длин трубопроводов $l_m < 20D_m$ и рабочих режимов), поэтому для определения динамических характеристик демпфирующего устройства можно использовать среднеинтегральное по длине трубопровода значение указанного параметра.

На рис. 3 представлены теоретические и экспериментальные зависимости относительной среднеинтегральной по длине трубопровода площади суперкавитационной полости от числа кавитации K_1 , представляющее собой отношение разности давлений на входе в насос $\bar{P}_1$ и в кавитационной полости P_k к разности давлений на входе в демпфирующее устройство P_0 и в кавитационной полости. Эти зависимости представлены для двух давлений питания БДТ $P_0 = 8,1$ и $11,1$ МПа. Из сопоставления результатов расчета и экспериментального определения площади суперкавитационной полости видно, что теоретические и экспериментальные зависимости согласуются достаточно удовлетворительно. Диапазон существования кавитационной полости превышает рабочий диапазон насоса по давлению на входе $\bar{P}_1$. Таким образом, существование развитой кавитационной полости, а следовательно, и демпфи-

рование колебаний, обеспечивается на всех рассматриваемых режимах работы шнекоцентробежного насоса.

Теоретическое определение основной динамической характеристики БДТ (импеданса на выходе из него) проводилось в соответствии с выражением, которое в упрощенном виде представлено следующим образом

$$Z_{\partial} = \frac{c\sqrt{1+K_m/j\omega}}{F_m - F_k} \operatorname{cth}\left(\frac{j\omega l_m}{c} \sqrt{1 + \frac{K_m}{j\omega}}\right) + \frac{\gamma P_k}{j\omega \rho l_m F_k} \quad (6)$$

где c – скорость звука в трубопроводе; K_m – приведенный коэффициент линейного трения на единицу длины трубопровода; ρ – плотность жидкости; γ – показатель процесса в кавитационной полости; F_m – площадь проходного сечения трубопровода; P_k – давление в кавитационной полости [5].

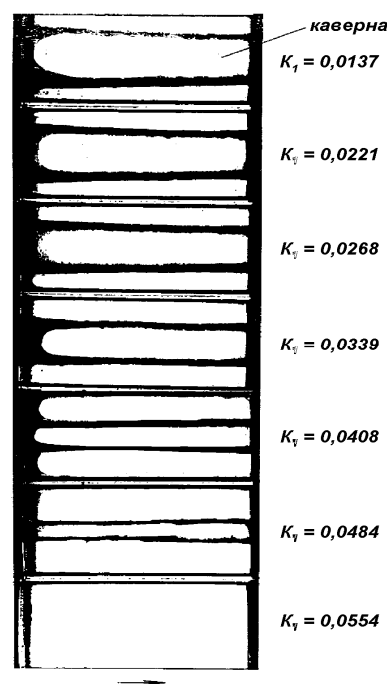


Рис. 2. Копия фотограммы кавитационного течения воды в байпасном трубопроводе при $P_0 = 11,1$ МПа; $G = 2,7$ кгс/с; $D_m = 60$ мм; $l_m = 250$ мм; $d_{\partial} = 53$ мм.

На рис.4 представлены расчетные зависимости модуля и фазового угла импеданса рассматриваемого варианта БДТ для номинального режима работы насоса.

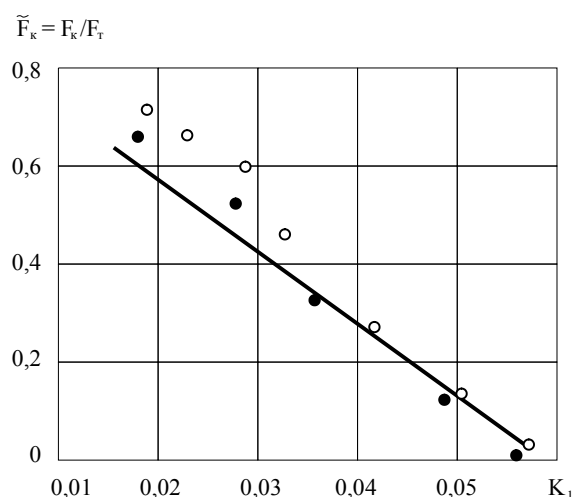


Рис. 3. Зависимости средней относительной площади суперкавитационной плоскости $\tilde{F}_k$ от числа кавитации K_1 : ● – эксп. при $P_0 = 8,1$ МПа; ○ – эксп. при $P_0 = 11,1$ МПа, — – расчет

Минимальное значение модуля импеданса, соответствующее собственной частоте колебаний жидкости в трубопроводе, достаточно велико, что свидетельствует о наличии существенного гидравлического сопротивления.

Расчеты, проведенные с использованием разработанной математической модели, описывающей динамические свойства насосной системы, позволили исследовать ее устойчивость в широком диапазоне изменения давления и расхода жидкости на входе в насос. Исходные данные соответствовали условиям проведения экспериментального исследования.

Указанный насос при частоте вращения вала 10900 об/мин развивает напор $P_n = 12$ МПа, давление кавитационного срыва составляет $P_{cp} = 0,033$ МПа. Параметры питающей магистрали: $R = R_1 + R_2$ – полное линейризованное гидравлическое сопротивление питающей магистрали, состоящей из двух участков — от емкости до места подключения БДТ и от БДТ до входа в насос: $R = 2aG$, где $a = 0,11 \cdot 10^{-4}$ с²/см²кгс. Диаметр питающей магистрали $D_m = 125$ мм. Длина питающей магистрали $l = 1200$ мм, причем от емкости до демпфера $l_1 = 900$ мм, и от БДТ до входа в насос $l_2 = 300$ мм. Коэффициент инерционного сопротивления магистрали $I = l/gF = 10^{-3}$ с²/см².

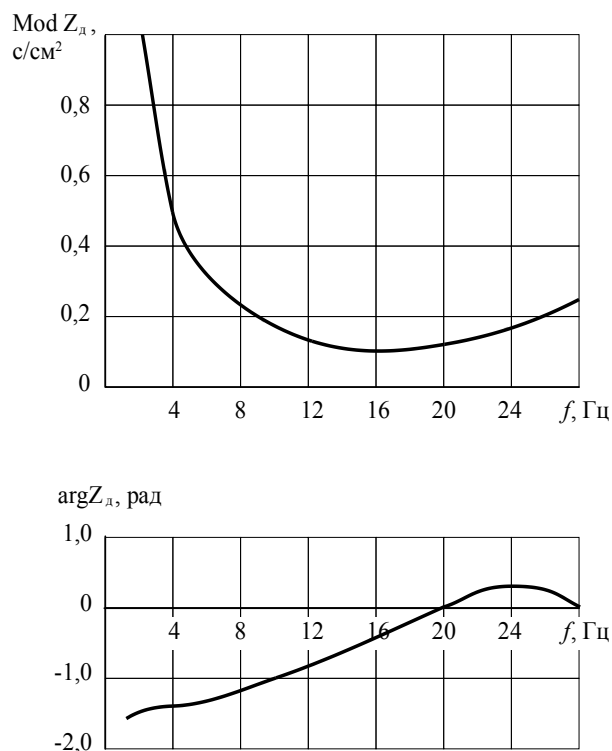


Рис. 4. Зависимости модуля и фазы импеданса БДТ от частоты колебаний

Что касается параметров напорной магистрали, то коэффициент инерционного сопротивления напорной магистрали I_{2n} составляет 0,14 с²/см², а линейризованное гидравлическое сопротивление R_{2n} определяется как $R_{2n} = 2P_n/G$.

Зависимость напора насоса (при постоянных оборотах вращения вала) от расхода жидкости через насос может быть аппроксимирована следующим выражением $P_n = 0,004 G^2 + 0,417G + 111$. Последнее соотношение получено на основании обработки многочисленных экспериментальных данных по результатам испытаний насоса. Тангенс угла наклона касательной к напорной характеристике шнека равен $S = 0,7$ с/см².

В качестве примера на рис. 5 представлены расчетные зависимости действительной и мнимой частей суммарного импеданса системы без БДТ (пунктир) от частоты колебаний для номинального давления на входе $P_1 = 0,16$ МПа ($K = 0,066$) и номинального расхода жидкости через насос $G_{ном} = 35,6$ кгс/с. Из приведенного рисунка видно, что действительная

часть импеданса системы (без БДТ) уменьшается с увеличением частоты колебаний и, начиная с частоты $f = 12$ Гц, становится отрицательной. Мнимая часть импеданса системы увеличивается с ростом частоты колебаний и при $f = 19$ Гц обращается в нуль, принимая для $f > 19$ Гц положительные значения. Таким образом, условие потери устойчивости насосной системы по отношению к кавитационным автоколебаниям выполняется.

Экспериментально определенная частота кавитационных колебаний для вышеуказанного входного давления составляет $f_0^{\text{эксп}} \approx 20$ Гц [3].

Аналогичные расчеты суммарного импеданса были проведены для насосной системы с подключенным БДТ (сплошная линия). На рис. 5 видно, что БДТ на эксплуатационном режиме работы насосной системы полностью обеспечил её устойчивость по отношению к кавитационным колебаниям.

Этот факт подтверждается и результатами эксперимента, который описан в [3].

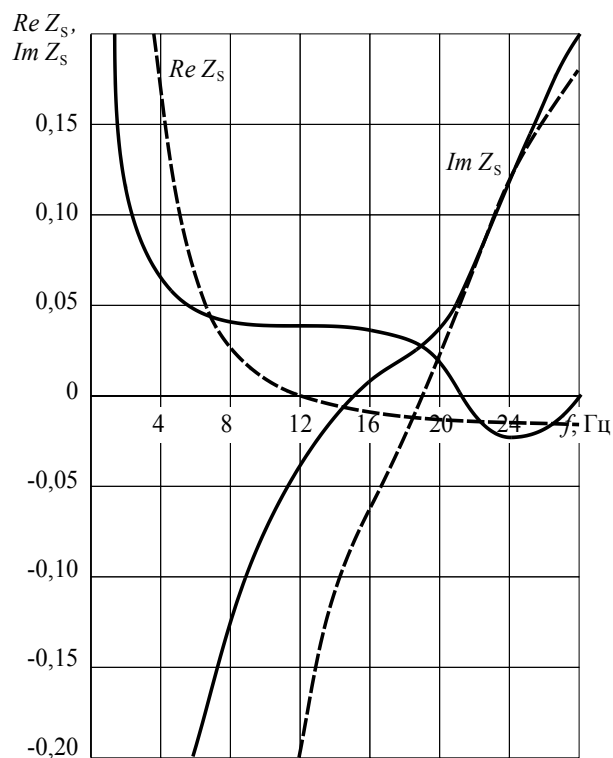


Рис. 5. Зависимость действительной и мнимой частей импеданса системы с БДТ и без БДТ (пунктир) от частоты колебаний

Выводы

Таким образом, полученный теоретический результат подтверждается результатами эксперимента, приведенными ранее, которые подтверждают, что на эксплуатационном режиме насосной системы и на режимах $0,8G_{\text{ном}} < G \leq 1,4G_{\text{ном}}$ подключение байпасного демпфирующего трубопровода обеспечивает её устойчивость по отношению к кавитационным автоколебаниям.

Литература

1. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. – М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.
2. Пилипенко В.В. Демпфирование колебаний в гидравлической системе со шнекоцентробежным насосом // Прикладные задачи гидрогазодинамики и тепломассообмена в энергетических установках. – К.: Наук. думка, 1988. – С. 38 – 50.
3. Жулай Ю.А., Запольский Л.Г. Экспериментальное исследование влияния байпасного демпфирующего трубопровода на устойчивость насосной системы питания // Проблемы высокотемпературной техники. – ДНУ. – 2004. – С. 76 – 82.
4. Пилипенко О.В. Определение площади кавитационной полости при вращательно-поступательном движении вязкой жидкости // Гидрогазодинамика технических систем. – К.: Наук. думка. – 1985. – С. 56 – 64.
5. Пилипенко О.В. Неустановившееся течение закрученного потока жидкости в трубопроводе с образованием кавитационной полости // Космическая наука и техника. – 1987. – С. 49 – 54.

Поступила в редакцию 30.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Задонцев, Институт транспортных систем и технологий НАН Украины ИТСТ, Днепропетровск.

УДК 621.896:669.018.6

С.Н. СОЛОВЬЕВ, В.А. ПОЛИЩУК, А.Л. НИКОЛАЕВ

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина

К РАСЧЕТУ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РЕГУЛЯТОРА ТЕМПЕРАТУРЫ СИСТЕМЫ СМАЗКИ ГТД

Предложена методика расчета термочувствительных элементов с эффектом памяти формы в виде цилиндрических пружин сжатия с витками круглого поперечного сечения, используемых в качестве исполнительных элементов регулятора температуры системы смазки ГТД. Методика опирается на диаграммы сдвига полуфабрикатов из сплавов с памятью формы, полученных для исходного и мартенситного состояний, и позволяет определять диаграммы сжатия и геометрические параметры пружинных элементов термосиловых приводов для малогабаритных исполнительных устройств систем судовых энергетических установок.

газотурбинный двигатель (ГТД), масляная система (МС), регулятор температуры (РТ), эффект памяти формы (ЭПФ), термочувствительный элемент (ТЧЭ), термосиловой привод (ТСП)

Оптимальная работоспособность подшипников опор ГТД обеспечивается поддержанием температуры масла в жестко заданном интервале.

Для реализации частичнопоточной схемы системы смазки ГТД с воздушным охлаждением масла перспективным является применение регуляторов с ТЧЭ на базе сплавов с ЭПФ [1].

Для реализации возвратно-поступательного движения исполнительного звена терморегулирующих приборов, малогабаритной тепловой арматуры и приводов циклического действия систем СЭУ целесообразно использовать элементы пружинного вида с ЭПФ. Пружинные ТЧЭ обеспечивают наиболее удачное сочетание величин перемещений, развиваемых усилий, простоту регулировки указанных параметров и температурного интервала срабатывания, а также высокую циклическую стойкость, простоту конструкции и компоновки в узле.

Однако точное проектирование пружинных ТЧЭ с ЭПФ с заданными свойствами затруднено, поскольку кривые напряжение-деформация сплавов с ЭПФ являются нелинейными, модуль сдвига G и постоянная упругости не являются константами и, следовательно, общая методика проектирования спиральных пружин в этом случае неприменима.

Кроме того, кривая напряжение-деформация изменяется в зависимости от термической или деформационной предыстории, нет достаточно полных данных относительно свойств при кручении и сложном деформационном воздействии.

Задачей данной работы является разработка методики расчета ТЧЭ с ЭПФ в виде цилиндрических пружин сжатия с витками круглого поперечного сечения, позволяющей определять диаграммы сжатия и геометрические параметры таких элементов в составе ТСП. Методика опирается на положения теории больших перемещений цилиндрических винтовых пружин и методы их расчета при заневоливании [2].

При нагружении цилиндрических пружин осевыми силами P такие внутренние силовые факторы как нормальная сила N , поперечная сила Q и изгибающий момент M_n в любом из поперечных сечений витков практически малосущественны, а решающим фактором является крутящий момент $M_{кр}$. При этом возникающими в опорах моментами, препятствующими повороту торцов, и дополнительным изгибом пружины вследствие практически несколько эксцентричного приложения силы P и несоосности витков пренебрегаем, как малыми и не поддающи-

мися точному учету факторами [2]. Таким образом, методика расчет базируется на следующих допущениях:

1) при расчете пружинных ТЧЭ учитываются только напряжения от кручения τ (влияние кривизны витка, усилия сдвига и угла подъема витков α на величину касательных напряжений учитывается коэффициентом корректировки напряжений k);

2) виток пружины рассматривается как брус малой кривизны;

3) при нагрузке, вызывающей переход за предел упругости, деформированное состояние в сечении витка пружины получается таким, как если бы никакого перехода за предел упругости не было.

Для расчета пружин с ЭПФ необходимо иметь диаграммы сдвига $\tau = f(\gamma)$ используемых полуфабрикатов (прутков или проволоки), полученные для исходного и мартенситного состояний. К сожалению, такие диаграммы практически невозможно найти в справочной литературе, а имеющиеся не поддаются классификации, что тормозит внедрение методов расчета пружинных ТЧЭ с ЭПФ.

Диаграмму сдвига можно получить из диаграммы растяжения на основе теории пластичности квазиизотропного тела, которая базируется на гипотезе о том, что интенсивность касательного напряжения является функцией интенсивности деформации сдвига, справедливой для любого напряженного состояния. Согласно этой гипотезе, если в двух различных напряженных состояниях интенсивности касательного напряжения τ одинаковы, то тогда и интенсивности деформации сдвига γ также одинаковы. Из этих положений получены зависимости:

$$\tau = \frac{\sigma}{\sqrt{3}}; \quad \gamma = \sqrt{3} \left(\varepsilon - \frac{1-2\mu}{3E} \sigma \right), \quad (1)$$

где σ – нормальное напряжение;

ε – относительная деформация;

E – модуль упругости;

μ – коэффициент Пуассона.

Очевидно, что располагая диаграммой растяже-

ния $\sigma = f(\varepsilon)$, при помощи формул (1) можно построить диаграмму сдвига $\tau = f(\gamma)$.

В том случае, когда отсутствуют диаграммы растяжения сплава с памятью формы (СПФ), оптимальным способом получения диаграмм сдвига является предварительное пластическое обжатие опытной пружины большого индекса и шага, изготовленной по принятой технологии из полуфабриката, намеченного к использованию в ТСП. По полученным в результате такого обжатия нелинейным характеристикам пружины в низко- и высокотемпературном состояниях, построенным в координатах "абсолютная деформация λ – усилие P " (рис. 1), строят соответствующие диаграммы сдвига (γ , τ). Для этого используют выражение для момента внутренних сил в любом из поперечных сечений и зависимость, связывающую деформацию сдвига в наружном слое материала $\gamma_{\max}$ и осевое перемещение λ пружинного ТЧЭ (справедлива как в пределах, так и за пределами упругости) [2]:

$$M_{KP} \approx \frac{PD}{2} = \frac{\pi d^3}{4\gamma_{\max}^3} \int_0^{\gamma_{\max}} \tau \gamma^2 d\gamma; \quad (2)$$

$$\gamma_{\max} = \frac{\lambda d}{\pi D^2 n}, \quad (3)$$

где d – диаметр проволоки пружины;

D – диаметр навивки пружины;

n – число витков пружины.

После преобразования выражения (2), учитывая,

что $\frac{d\lambda}{\lambda} = \frac{d\gamma_{\max}}{\gamma_{\max}}$, для наибольшего касательного напряжения в поперечном сечении проволоки, соответствующего угловой деформации $\gamma_{\max}$, имеем

$$\tau_{\max} = \frac{2D}{\pi d^3} \left(3P + \lambda \frac{dP}{d\lambda} \right). \quad (4)$$

Выражение в скобках в некотором масштабе равно сумме утроенного отрезка AB и отрезка BD (рис. 1). Таким образом, задаваясь значениями λ , определяют по диаграмме сжатия пружины соответствующие значения P , после чего по формулам (4) и

(3) находят $\tau_{\max}$ и соответствующее ему значение $\gamma_{\max}$. Так устанавливается зависимость касательного напряжения от угловой деформации и строится диаграмма сдвига. Особое внимание следует обратить на тот факт, что кривую $\tau - \gamma$, предназначенную для расчета реактивных напряжений в исходной фазе, получают путем преобразования кривой $P - \lambda$, построенной при понижении нагрузки P , то есть при разгрузке, а кривую $\tau - \gamma$ для расчета напряжений наведения в низкотемпературной фазе получают путем преобразования соответствующей кривой $P - \lambda$ при повышении нагрузки.

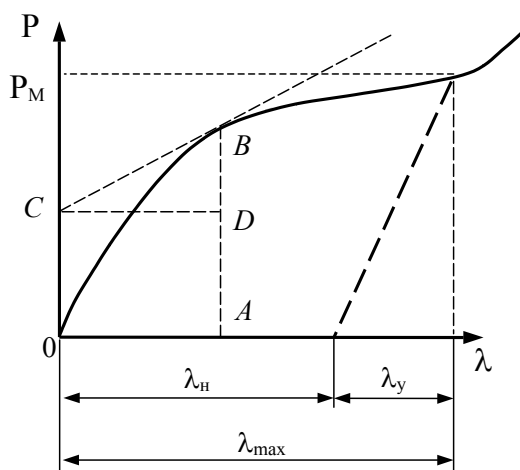


Рис. 1. Диаграмма первичного сжатия пружинного ТЧЭ в низкотемпературном состоянии

Исходными данными являются деформация восстановления формы λ_n и максимальные усилия в холодном и горячем состояниях P_M и P_A (либо одно из них и максимальное полезное усилие $P_n = P_A - P_M$).

Руководствуясь диаграммой сдвига для материала ТЧЭ в мартенситном состоянии, задают величину наибольшего сдвига $\gamma_{\max}$, который практически целесообразно допустить в конкретном случае (величина $\gamma_{\max}$ зависит от используемого СПФ, числа циклов работы ТЧЭ и не должна превышать предельной деформации фазовой пластичности γ_{np}), и вычисляют функцию $\Phi_M(\gamma_{\max})$ по формуле

$$\Phi_M(\gamma_{\max}) = \frac{1}{\gamma_{\max}^3} \int_0^{\gamma_{\max}} \tau \gamma^2 d\gamma. \quad (5)$$

Интеграл в формуле (5) представляет собой момент инерции площади, ограниченной диаграммой сдвига, осью абсцисс γ и прямой $\gamma_{\max} = \text{const}$, относительно оси ординат.

Задав индекс пружины $c = 3 \dots 8$, определяют диаметр проволоки $d = \sqrt{\frac{2P_M c}{\pi \Phi_M(\gamma_{\max})}}$ и диаметр пружины $D = cd$.

Усилия и угловые деформации должны удовлетворять соотношению

$$\frac{P_M}{P_A} = \frac{\Phi_M(\gamma_{\max})}{\Phi_A(\gamma_A)}, \quad (6)$$

где $\Phi_A(\gamma)$ – функция, определяемая уравнением (5), руководствуясь диаграммой сдвига СПФ в исходной фазе;

γ_A – сдвиг, соответствующий усилию P_A , развиваемому при реализации ЭПФ.

Используя диаграмму сдвига для материала ТЧЭ в исходной фазе и выражение (6), определяют величину γ_A . Тогда сдвиг, соответствующий деформации памяти формы λ_n :

$$\gamma_n = \gamma_n - \gamma_A = (\gamma_{\max} - \gamma_y) - \gamma_A, \quad (7)$$

где γ_n – деформация сдвига, соответствующая осадке пружины λ_n ;

γ_y – деформация сдвига, возникающая при разгрузке пружинного ТЧЭ после деформации наведения в низкотемпературном состоянии.

В соответствии с формулой (3) и законом разгрузки [3] имеем (рис. 1):

$$\gamma_y = \frac{\lambda_y d}{\pi D^2 n} = \frac{8 P_M D k}{G_M d^3 \pi}. \quad (8)$$

где G_M – модуль сдвига СПФ в мартенситном состоянии (при расчетах модули сдвига низкотемпературной и высокотемпературной фаз материала ТЧЭ будем считать постоянными величинами, что вполне допустимо для температурных интервалов экс-

плуатации масляной системы ГТД);

k – коэффициент корректировки напряжений.

Для пружин растяжения-сжатия с витками круглого поперечного сечения k определяется по следующим известным уравнениям [3]:

$$\text{уравнение Валя: } k = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c};$$

$$\text{уравнение Ревера: } k = \frac{c}{c-1} + \frac{1}{4c};$$

$$\text{уравнение Вуда: } k = \frac{c}{c-1} + \frac{1}{2c};$$

$$\text{уравнение Генера: } k = 1 + \frac{5}{4c} + \frac{7}{8c^2} + \frac{1}{c^3}.$$

Число витков n , необходимое для обеспечения заданной деформации восстановления формы λ_n :

$$n = \frac{\lambda_n d}{\pi D^2 \gamma_n}.$$

Зная параметры пружины d , D и n , учитывая (3), (7), (8), определяют:

– максимальную осадку пружины

$$\lambda_{\max} = \frac{\pi D^2 n \gamma_{\max}}{d}; \quad (9)$$

– осадку, снимаемую при разгрузке в мартенситном состоянии

$$\lambda_y = \frac{8 P_M D^3 n k}{G d^4};$$

– деформацию наведения

$$\lambda_H = \lambda_{\max} - \lambda_y;$$

– деформацию пружины после реализации ЭПФ

$$\lambda_A = \frac{\pi D^2 n}{d} \gamma_A \text{ или } \lambda_A = \lambda_H - \lambda_n.$$

Для получения максимальной работы термомеханического возврата необходимо исключить зазор в силовом узле между ТЧЭ и соединяемыми деталями и не производить разгрузку ТЧЭ в мартенситном состоянии, тогда $\lambda_H = \lambda_{\max}$.

Руководствуясь диаграммой сдвига материала ТЧЭ в мартенситной фазе, строится диаграмма сжатия пружинного ТЧЭ в режиме наведения деформации при касательных напряжениях больше фазового (дислокационного) предела текучести при сдвиге

проволоки. Учитывая выражения (2) и (5), получим

$$P = \frac{\pi d^3 \Phi(\gamma_{\max})}{2D}. \quad (10)$$

Тогда, задаваясь значениями $\gamma_{\max}$, по формуле (10) при помощи предварительно построенного графика функции $\Phi(\gamma_{\max})$ подсчитывается сила P , а по формуле (9) – осадка пружины λ , после чего строится диаграмма сжатия $\lambda - P$ (рис. 1).

Построение диаграммы сжатия для пружинного ТЧЭ в режиме восстановления деформации осуществляется аналогично, руководствуясь диаграммой сдвига проволоки из СПФ в исходной фазе (рис. 2). При этом, из-за незамкнутости термомеханического гистерезиса на первых циклах, данную диаграмму сдвига предварительно необходимо сместить относительно начала координат по оси γ на величину $\gamma_{ост}$:

$$\gamma_{ост} = \gamma_n (1 - C),$$

где $C = \gamma_n^0 / \gamma_n$ – степень восстановления деформации;

γ_n^0 – сдвиг при реализации ЭПФ, когда напряжение сопротивления $\tau_c = 0$.

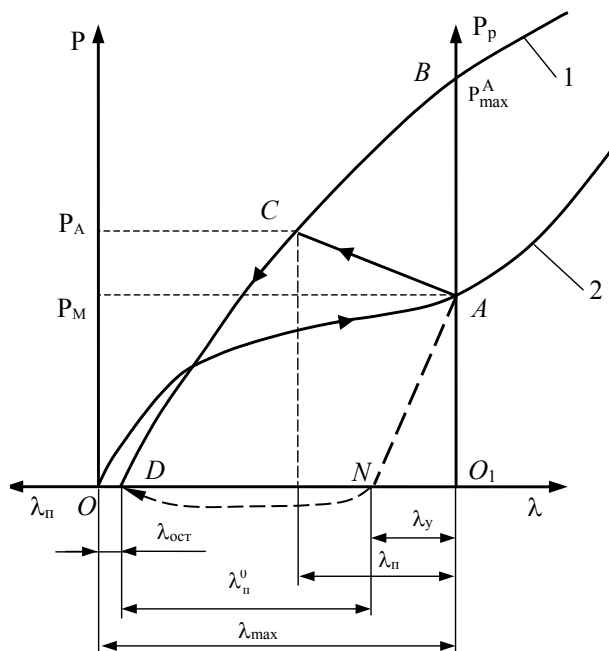


Рис. 2. Деформационно-силовые диаграммы пружинного ТЧЭ из СПФ в высокотемпературном (1) и мартенситном (2) состояниях

Реактивные напряжения, генерируемые в процессе обратного фазового превращения, достигают максимального значения в абсолютно жестких условиях противодействия, т.е. при полном запрещении восстановления деформации. Развиваемое при этом усилие $P_{\max}^A$ (прямая AB , рис. 2) определяется по формуле (10) для ТЧЭ в высокотемпературном состоянии при $\gamma = \gamma_n$, а деформация памяти формы $\lambda_n = 0$. Если пружинный ТЧЭ после деформации в мартенситной фазе разгружен, а затем нагрет в свободном состоянии, то процесс формовосстановления идет по пути AND , где AN – упругое, а ND – термоупругое восстановление. При этом деформация памяти формы, когда напряжение сопротивления отсутствует

$$\lambda_n^0 = C\lambda_H = \lambda_H - \lambda_{ост},$$

где $\lambda_{ост}$ – остаточная деформация пружины, соответствующая сдвигу $\gamma_{ост}$ в сечениях витков

$$\lambda_{ост} = \frac{\pi D^2 n}{d} \gamma_n (1 - C) = \lambda_H (1 - C).$$

При конечной жесткости сопряженной системы генерирование реактивных напряжений будет сопровождаться восстановлением первоначальной формы ТЧЭ (кривая AC , рис. 2). Вид кривой AC определяется системой, сопряженной с пружинным ТЧЭ.

Из соображений максимальной упругости и минимизации геометрических размеров термосилового узла целесообразно осадку пружины с ЭПФ в режиме наведения деформации осуществлять практически до соприкосновения витков. Тогда длина пружины-заготовки для ТЧЭ

$$H_3 = H_K + \lambda_{\max} + \delta n,$$

где $H_K = (n - 0,5)d$ – высота пружины при сжатии ее до соприкосновения витков;

$\delta \approx 0,1d$ – зазор между витками, необходимый для уменьшения максимального напряжения наведения, возрастающего на конечном участке характеристики в связи с неравномерностью шага в пределах допусков и допуском на диаметр проволоки.

Длина пружины после разгрузки в мартенситном состоянии

$$H_M = H_3 - \lambda_H.$$

Длина пружины в высокотемпературном состоянии (после реализации ЭПФ и генерирования усилия P_A):

$$H_A = H_3 - \lambda_A \text{ или } H_A = H_M + \lambda_n.$$

После разгрузки пружины в исходной фазе ее длина увеличится до величины

$$H_A^0 = H_3 - \lambda_{ост} \text{ или } H_A^0 = H_M + \lambda_n^0.$$

Выводы

Методика расчета ТЧЭ с ЭПФ в виде цилиндрических пружин сжатия опирается на диаграммы сдвига $\tau = f(\gamma)$ полуфабрикатов из СПФ, полученные для исходного и мартенситного состояний, и позволяет определять диаграммы сжатия и геометрические параметры пружинных ТЧЭ, что необходимо для разработки исполнительных адаптивных устройств на базе ТСП в инженерной практике систем смазки ГТД. Применение деформационно-силовых чувствительных элементов на основе СПФ является перспективным и имеет значительные преимущества по сравнению с существующими.

Литература

1. Соловьев С.Н., Полищук В.А. Совершенствование систем смазки ГТД с воздушным охлаждением масла // Вестник двигателестроения. – Запорожье: ОАО “Мотор Сич”. – 2004. – № 2. – С. 25 – 29.
2. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. – М.: Машиностроение, 1980. – 326 с.
3. Сплавы с эффектом памяти формы / К. Ооцука, К. Симидзу, Ю. Судзуки и др.; Под ред. Х. Фунакубо: Пер. с японск. – М.: Металлургия, 1990. – 224 с.

Поступила в редакцию 6.06.2005

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

УДК 621.438-762

Ю.А. ЗЕЛЕНЬКИЙ, В.Н. ДЕНИСЮК*ГП “Ивченко - Прогресс”, Украина*

МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК СОПЛОВОГО АППАРАТА ПЕРВОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ ДВИГАТЕЛЯ АИ-25ТЛ

Рассмотрены вопросы возможности улучшения температурного состояния лопаток соплового аппарата первой ступени турбины двигателя АИ-25ТЛ и экспериментальная проверка мероприятий на основании результатов их термометрирования на полноразмерном двигателе.

лопатка соплового аппарата, температура, температурная неравномерность поля, термометрирование, датчики ИМТК, модернизация, система охлаждения, двигатель, турбина

Введение

Двухконтурный турбореактивный двигатель (ДТРД) АИ-25ТЛ, разработки 60-х годов и выпускаемый серийно с 1973 года, предназначен для учебно-тренировочного самолета (УТС) Л-39 и является модификацией двигателя АИ-25.

Самолет Л-39 предназначен для первоначального обучения летного состава, что формирует определенные особенности эксплуатации его силовой установки.

В процессе эксплуатации двигателя АИ-25ТЛ, при осмотрах, и при его ремонте, выявлены дефекты лопаток (СА) первой ступени турбины, заключающиеся в окислениях и подгарах элементов профиля. Особенно это проявляется при эксплуатации самолета в условиях тропического климата. Причиной таких дефектов может быть совокупность различных факторов, один из которых – недостаточная стабильность и эффективность работы системы охлаждения лопаток СА.

С целью устранения этого недостатка, а также для оценки возможностей дальнейшего форсирования двигателя, был рассмотрен ряд вариантов по изменению конструкции лопаток СА, направленных на улучшение его температурного состояния, и принято решение по модернизации его системы охлаждения, требующее минимума переделок узла.

1. Концепция исследований

На основе анализа существующей конструкции системы охлаждения, температурного состояния лопаток соплового аппарата, выявленных дефектов за время эксплуатации, а также анализа сложности внедрения различного рода мероприятий, с учетом количества уже изготовленной материальной части и стоимости ремонта, был выбран комплекс минимальных изменений в конструкции системы охлаждения лопаток соплового аппарата, состоящий в следующем:

- увеличение количества воздуха, отбираемого на охлаждение соплового аппарата, на 0,5% от расхода через внутренний контур;
- перераспределение потоков охлаждающего воздуха за счет геометрии дефлектора, оставляя неизменным его профиль;
- изменение конструкции дефлектора с целью повышения стабильности и эффективности охлаждения лопаток СА;
- увеличение диаметра и числа отверстий перфорации на корыте лопатки, в районе выходной кромки, оставляя неизменным профиль ее пера.

Конструкция и внешний вид лопатки исходного соплового аппарата представлены на рис.1.

Внешний вид модифицированной лопатки соплового аппарата представлен на рис. 2.



Рис. 1. Исходная конструкция (внешний вид) лопатки СА (внешний вид)



Рис. 2. Модернизированная конструкция лопатки СА

Результаты исследований

Для предварительной оценки эффективности принятых решений были выполнены гидравлические и тепловые (2D) расчеты системы охлаждения лопаток СА, которые позволили выбрать геометрию охлаждающих каналов и оценить эффект снижения температуры, который по расчету составлял величину порядка 20...47 °С.

Проверка модернизированной системы охлаждения проводилась на основании сравнительного термометрирования, выполненного по методике, отрабатанной на предприятии ГП «Ивченко-Прогресс».

Термометрирование проводилось датчиками ИМТК (измеритель максимальной температуры кристаллический) и многопереходными термоиндикаторами ТР-8, ТР-5 на полноразмерном двигателе в условиях стенда по специальной программе.

Места установки датчиков ИМТК показаны на рис. 3.

По анализу температурных полей камер сгорания двигателей АИ-25ТЛ, замеренных на установке, были определены вероятные места с наибольшей окружной температурной неравномерностью, куда и устанавливались препарированные датчиками ИМТК лопатки.

Кроме того, на весь комплект лопаток СА наносились многопереходные термоиндикаторы ТР-8, ТР-5, дающие наглядное представление по распределению температурных полей на профиле лопатки.

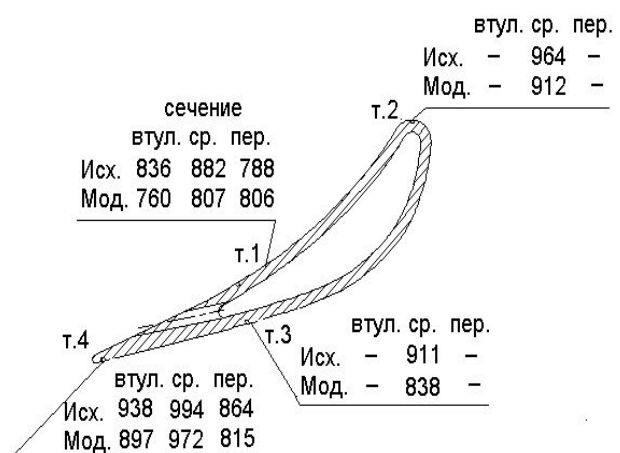


Рис. 3. Результаты сравнительного термометрирования лопаток СА исходной и модернизированной системами охлаждения

На первом этапе термометрированию подвергались лопатки СА исходной конструкции, после чего весь комплект дорабатывался в модернизированный профиль, выполнялась препарировка, аналогично препарировке первого этапа и работа повторялась (2-й этап).

Результаты двух термометрирований приводились к одному режиму работы двигателя с максимально-возможной в процессе эксплуатации температурой газа на входе в турбину, в соответствии с данными таблицы параметров двигателя АИ-25ТЛ.

Результаты сравнительного термометрирования датчиками ИМТК, осредненные по всем препарированным лопаткам в точках измерения, приведены на рис. 3.

Результаты анализа термометрирования приведены в табл. 1. Из таблицы видны снижения температуры металла лопаток, (в °С).

Таблица 1

Результаты анализа термометрирования

Сечение пера	Втул.	Ср.	Пер
Входная кромка (т. 2)	–	52	–
Корыто (т. 1)	35	80	32
Спинка (т. 3)	–	73	–
Вых. кромка (т. 4)	41	22	49

Анализ результатов, приведенных в таблице, показывает, что наибольший эффект по охлаждению модернизированных лопаток получен на корыте (32 ... 80 °С), спинке (43 ... 73 °С) и входной кромке (45 ... 52 °С), наименьший – на выходной кромке в среднем сечении (22 °С).

Сравнительно невысокое снижение температуры выходной кромки и ее нестабильность можно объяснить влиянием на нее окружной и радиальной температурной неравномерности поля камеры сгорания, а, также трудностью ее охлаждения в таком конструктивном исполнении.

Выводы

Анализ выполненных расчетно-экспериментальных работ показывает, что принятые решения по модернизации лопаток СА и ее системы охлаждения, несмотря на минимум изменений в ее конструкции, привели к положительному результату.

Последующий анализ работоспособности лопаток СА в процессе реальной эксплуатации, а также после проведения эквивалентно-циклических стендовых испытаний (ЭЦИ), дает возможность более обоснованно подходить к вопросам форсирования двигателя и дальнейшей его модернизации.

В результате исследований предлагается рекомендовать внедрение лопаток СА с модернизированной системой охлаждения в конструктивный профиль двигателя.

Поступила в редакцию 23.05.2005

Рецензент: канд. техн. наук, доцент А.В. Олейник, Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», Харьков.

УДК 621.438.003

В.Т. ШЕПЕЛЬ¹, Б.И. КОМАРОВ¹, Т.П. ГРЫЗЛОВА²¹ОАО «НПО «САТУРН», Рыбинск, Россия²Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева

WAVELET-АНАЛИЗ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТРАНСМИССИОННЫХ ПОДШИПНИКОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассмотрена проблема ложных съёмов двигателей по оценке технического состояния межвальных подшипников на основе анализа сигнала ИВУ-1М, оцифрованного в системе MIS-200 (ВДК-44). Предложено решение проблемы анализа нестационарных сигналов вибродиагностики технического состояния подшипников трансмиссии ГТД. Разработаны методика и алгоритмы Wavelet-анализа вибродиагностических сигналов. Исследована возможность использования Wavelet-коэффициентов и их характеристик как диагностических признаков для оценки состояния межвальных подшипников ГТД.

авиационный двигатель, подшипник трансмиссионный, межвальный подшипник, Wavelet-анализ, нестационарный сигнал, сигнал вибродиагностики, многоуровневый анализ, Wavelet-коэффициенты, полный Wavelet-анализ, неполный Wavelet-анализ

Введение

Исследования досрочного съёма двигателей Д30КУ/КП/КУ-154 выявили ряд необоснованных съёмов по техническому состоянию трансмиссионных подшипников (ТП) при оценке их пригодности методами виброакустической диагностики и контроля. Очевидно, существует проблема совершенствования методик оценки технического состояния трансмиссионных подшипников.

Зачастую в качестве обобщенных акустических портретов вращающихся деталей двигателя используются спектры мощности виброакустических сигналов, полученные для стационарных режимов работы двигателя [1]. Информативность такого признака существенным образом зависит от режима работы механизма и может быть повышена за счет использования нестационарных режимов (при разгоне или выбеге двигателя).

В работе [2] приведены результаты теоретических исследований низкочастотного виброакустического метода диагностики усталостных трещин в лопатках ГТД при нестационарном вибрационном воздействии, которые позволили объяснить особенности поведения объектов диагностирования при

указанном воздействии и проанализировать спектральные и корреляционные диагностические признаки в зависимости от изменения параметра дефекта и скорости изменения частоты вращения двигателя при его разгоне. Однако выделение таких признаков связано со значительными трудностями в использовании существующих методов спектрального и корреляционного анализа применительно к нестационарным виброакустическим сигналам [3]. В случае медленных изменений параметров сигнала во времени его обработку можно проводить на участках «квазистационарности». Однако при разгоне ГТД девиация частоты вращения ротора достигает значений $\Delta f_p = 250 \text{ Гц}$ за время 20 – 25 с и представление сигнала в указанной форме не является корректным, а уменьшение временных интервалов обработки сигнала значительно ухудшает разрешающую способность анализа. Основным методом обработки нестационарных сигналов до недавнего времени считался частотно-временной анализ на основе преобразования Фурье на небольших участках сигнала во времени, выделенных при помощи спектрального окна. Фиксированный размер спектрального окна является постоянным для анализа

всех частотных компонент исследуемого сигнала и определяет точность данного преобразования.

Для повышения точности и разрешающей способности частотно-временного анализа нестационарных сигналов вибродиагностики межвалльных подшипников ГТД целесообразно применение Wavelet-преобразований сигнала, компактных как во временной, так и в частотной области.

Wavelet-анализ

Wavelet-преобразование сигналов выполняется в последовательности пространств волновых функций, построенных на основе выбранной волновой функции $\Psi(x)$, эффективно ограниченной продолжительности с нулевым средним значением. Результатом преобразования является разложение сигнала в сконструированном базисе.

Теоретически число уровней разложения является бесконечным, а в практике выбирается, исходя из вида анализируемого сигнала и информативности временных разложений. При этом каждый последующий уровень разложения содержит уточненную информацию о высокочастотных компонентах сигнала, тем самым дополняя информацию предыдущего уровня. Получаемый набор аппроксимаций и деталей определяет каждую деталь разложения как разницу между двумя последовательными аппроксимациями, при этом исходный сигнал может быть представлен как сумма аппроксимации на последнем уровне разложения и всех деталей. Если удобно, то разложение может выполняться и в обратном порядке.

Для анализа сигналов вибродиагностики выбран ортогональный Wavelet, а именно, функция Хаара:

$$\psi(x) = \begin{cases} 1, & \text{для } 0 \leq x < 1/2; \\ -1, & \text{для } 1/2 \leq x < 1; \\ 0, & \text{в противном случае.} \end{cases}$$

На основе функции $\psi(x)$ строится базис из целочисленных сдвигов $\psi(x - \tau)$, $\tau \in \mathbf{Z}$ и $\tau = \dots, -1, 0, 1, \dots$ и волн с частотами, разделенными

на последовательные октавы $\psi(2^k x - \tau)$.

Все функции получены из одной функции $\psi(x)$ в результате двоичного растяжения, т.е. растяжения в 2^k раз и двухпараметрического сдвига на $(\tau/2^k)$. В результате, как и при Фурье-анализе, получается ортонормированный базис $\{\psi_{k,\tau}\}$, в котором исходный сигнал представляется взвешенной суммой базисных функций

$$s(x) = \sum_{k,\tau=-\infty}^{\infty} w_{k,\tau} \psi_{k,\tau}(x).$$

Этот ряд называется Wavelet-рядом и его двухпараметрические коэффициенты определяются, как и в Фурье-анализе, скалярным произведением:

$$w_{k,\tau} = \langle s, \psi_{k,\tau} \rangle.$$

Рассмотрим детали алгоритма Wavelet-анализа на основе функций Хаара.

Сигнал длиной n отсчетов делится на блоки (подвекторы) по 2 элемента. Для каждого подвектора

$$[s_{2i} \quad s_{2i+1}], \quad i = 0..(n/2 - 1)$$

вычисляются Wavelet-коэффициенты по формулам:

$$w_L^1 = \frac{1}{2} \sum_{t=2i}^{t=2i+1} s_t = \frac{s_{2i} + s_{2i+1}}{2};$$

$$w_H^1 = \frac{1}{2} \sum_{t=2i}^{t=2i+1} s_t \cdot (-1)^{t \bmod 2} = \frac{s_{2i} - s_{2i+1}}{2}.$$

На каждом k -м уровне разложения коэффициенты заносятся в новый вектор длиной $\frac{n}{k}$ по шаблону $[w_L^k \quad w_H^k]$, т.е. сначала размещаются все низкочастотные Wavelet-коэффициенты, затем – высокочастотные коэффициенты.

Вектор высокочастотных коэффициентов остается без изменений, а над первым блоком длиной $\frac{n}{2k}$ процедура повторяется сначала до тех пор, пока в первом блоке не окажется один коэффициент.

Новые коэффициенты вычисляются по следующим формулам:

$$w_L^{k+1} = \frac{w_L^k + w_H^k}{2}, \quad w_H^{k+1} = \frac{w_L^k - w_H^k}{2}.$$

Можно выполнять как полный, так и неполный Wavelet-анализ. Число уровней полного разложения равно $k = \log_2 N$, где N – размер данных.

Для пояснения были сформированы тестовые сигналы – последовательности из (-1) и 1 длиной 30000: $S1 = (-1 \ 1)^{15000}$;

$$S500 = \left((-1)^{500} \ (1)^{500} \right)^{30};$$

$$S512 = \left[\left((-1)^{512} \ (1)^{512} \right)^{29} (-1)^{304} \right].$$

Ниже приводятся наиболее показательные участки визуализированного представления Wavelet-коэффициентов этих тестовых сигналов.

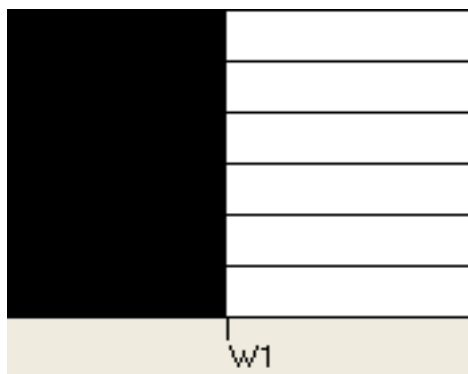


Рис. 1. Wavelet-коэффициенты $S1$, уровни 1 и 2

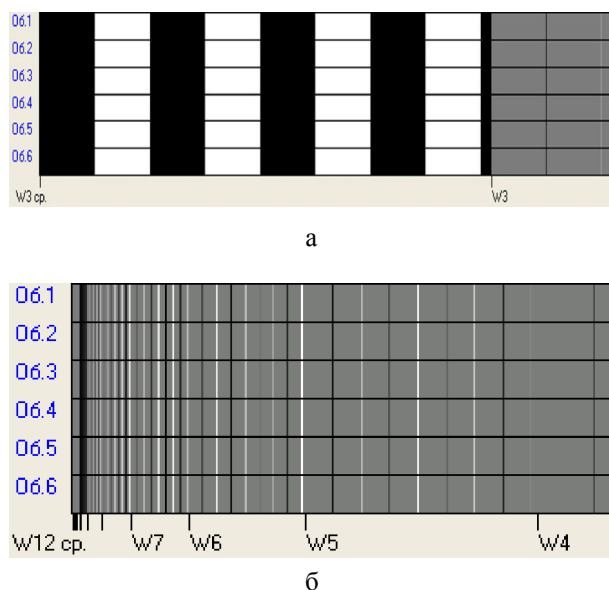


Рис. 2. Wavelet-коэффициенты $S500$ при:
а – неполном (трехуровневом) анализе;
б – полном анализе

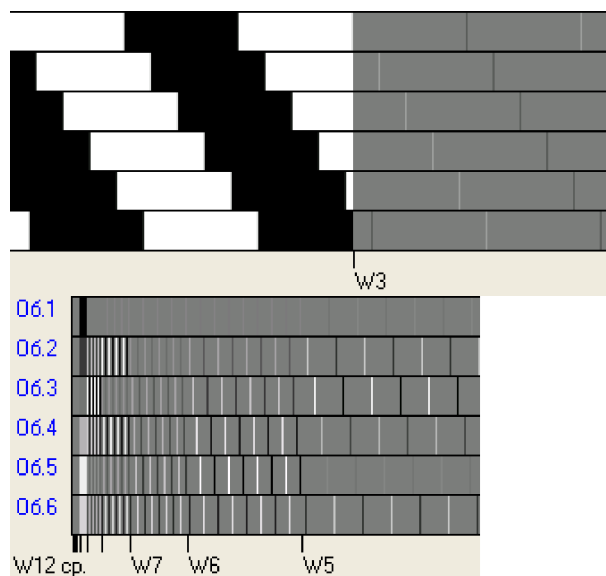


Рис. 3. Wavelet-коэффициенты $S512$ при полном (внизу) и неполном (вверху) анализе

Результаты Wavelet-анализа сигналов вибродиагностики межвальных подшипников

Программа для ЭВМ «Система диагностики подшипников», разработанная совместно НПО «Сатурн» и кафедрой МПО ЭВС РГАТА, позволяет выполнять статистический и информационный анализ сигналов, Wavelet-анализ сигналов, статистический и информационный анализ Wavelet-коэффициентов на различных уровнях и классификацию технического состояния подшипников на два класса: кондиционный и плохой.

Для удобства интерпретации Wavelet-коэффициентов ниже приводится таблица соответствий между Wavelet-уровнями в нумерации приложения и частотными диапазонами.

Чередование светлых и темных полос при графическом представлении сигналов можно идентифицировать с касанием и силовым воздействием тел качения ТП с внутренней обоймой ТП и через нее с валом ТВД. Чем темнее или светлее полоса при графической иллюстрации, тем сильнее или слабее взаимодействие тел качения (роликов) с наружной и внутренней обоймой ТП.

Таблица 1
Соответствие между уровнями Wavelet-анализа
и частотными диапазонами в «Системе
диагностики подшипников»

Уро- вень раз- ло- же- ния	Масштаб (уменьше- ние разре- шения)	Базовый временной интервал, сек.	Максималь- ная частота низкочастот- ных коэффи- циентов, Гц
1	2	0,0002	2500
2	4	0,0004	1250
3	8	0,0008	625
4	16	0,0016	~315
5	32	0,0032	~150
6	64	0,0064	~78
7	128	0,0128	~39
8	256	0,0256	~20
9	512	0,0512	~10
10	1024	0,1024	~5
11	2048	0,2048	~2,5
12	4096	0,4096	~1

На рис. 4 показан визуальный образ Wavelet-коэффициентов среднестатистического некондиционного подшипника (вверху) и кондиционного (внизу) при неполном трехуровневом анализе сигнала, на рис. 5 – при полном Wavelet-анализе. Ввиду ограниченности места показаны наиболее значимые уровни разложения. Очевидна ритмичность изменения Wavelet-коэффициентов кондиционных подшипников и относительная хаотичность коэффициентов некондиционных. Если у кондиционных подшипников при полном разложении значимы коэффициенты только пятого уровня (~150 Гц), то у некондиционных – 4-го – 7-го (315 – 40 Гц). Визуальные образы позволяют ограничить количество вариантов при выборе наиболее эффективных характеристик Wavelet-коэффициентов для диагностики. Визуальные образы целесообразно использовать для контроля автоматического диагностирования.

Wavelet-коэффициенты имеют нулевое среднее (кроме коэффициента разложения самого низкого разрешения по частоте), знаки коэффициентов могут быть отрицательными, а их величина для сигналов вибродиагностики не очень велика (–5в...5в), поэтому для визуализации выполнено смещение и

масштабирование значений Wavelet-коэффициентов для размещения в диапазоне яркостей (0...255).

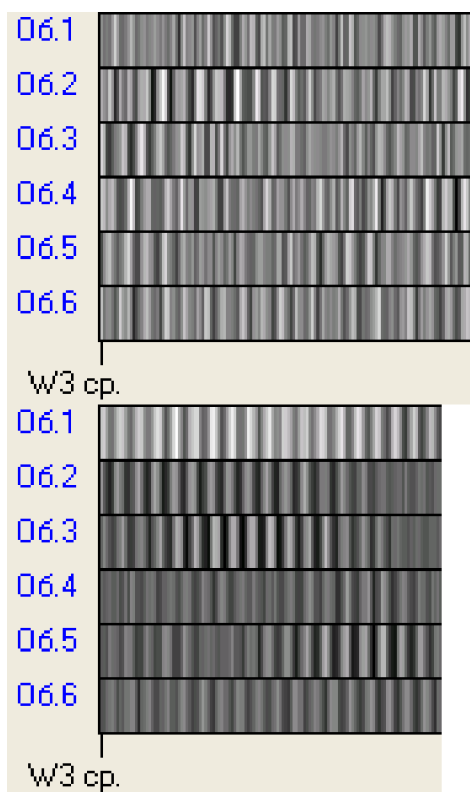


Рис. 4. Визуализация Wavelet-коэффициентов среднестатистических некондиционного подшипника (вверху) и кондиционного (внизу) при неполном анализе сигнала

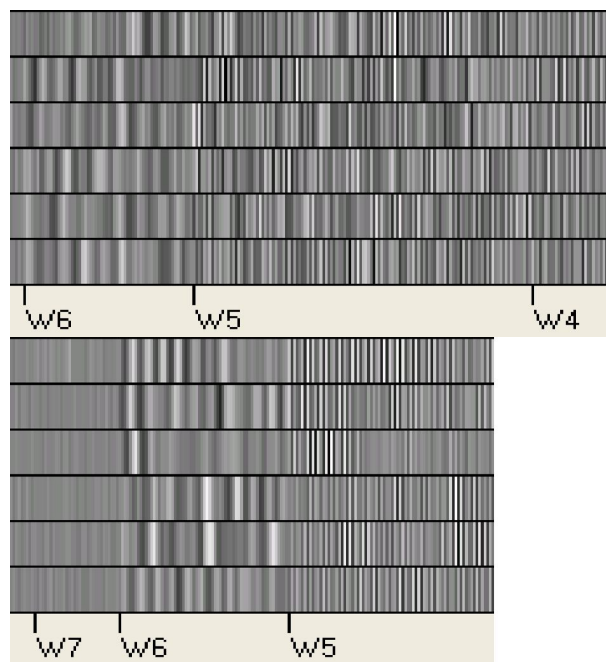


Рис. 5. Визуализация Wavelet-коэффициентов среднестатистических некондиционного подшипника (вверху) и кондиционного (внизу) при полном анализе сигнала

На рис. 6 показаны графики высокочастотных Wavelet-коэффициентов среднестатистических подшипников.

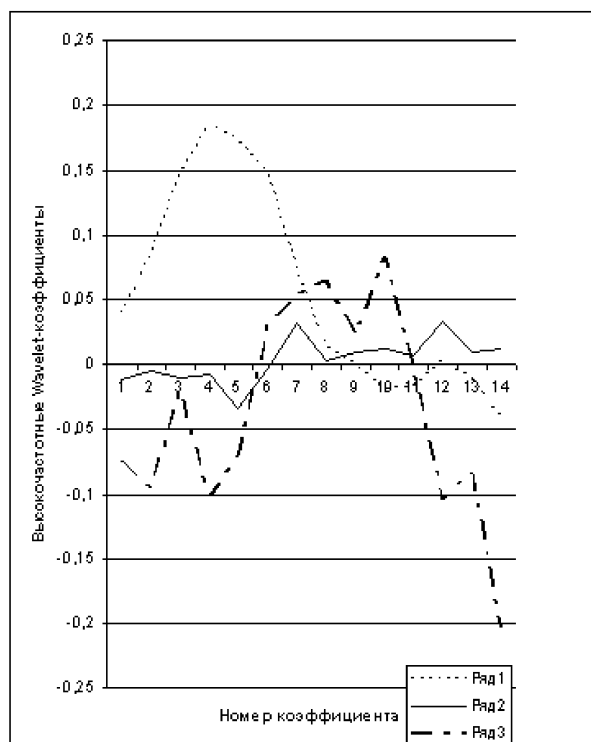


Рис. 6. Высокочастотные Wavelet-коэффициенты среднестатистических подшипников: 1-й ряд – соответствует необоснованно снятому подшипнику, 2-й – кондиционному, третий – некондиционному

Заключение

Апробирование Wavelet-преобразований проведено при контроле и диагностировании ТП 25 ГТД. 10 ТП имели увеличенный радиальный зазор, 5 ТП имели выкрашивания металла на беговых дорожках и телах качения и 10 ТП были кондиционными. Диагностическими признаками при классификации технического состояния ТП ГТД были выбраны информационные и статистические меры Wavelet-коэффициентов наиболее значимых уровней. Классификация дефектов ТП с помощью Wavelet-преобразований и применения потенциальных функций осуществлялась без ошибок.

Исследования показали, что Wavelet-преобразования позволяют кодировать виброакустические сигналы для графического представления временного и силового взаимодействия в анализируемом (исследуемом) трансмиссионном подшипнике ГТД и формировать эффективные признаки для классификации технического состояния трансмиссионных подшипников ГТД.

Литература

1. Балицкий Ф.Я. и др. Вибрационная диагностика зарождающихся дефектов. – М.: Наука, 1984. – 120 с.
2. Бурау Н.И., Гельман Л.М., Марчук П.И. Пассивно-активный метод виброакустической диагностики вращающихся деталей авиационных двигателей // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Гос. аэрокосмический ун-т «ХАИ». – 1998. – Вып. 5. – С. 374 – 378.
3. Цветков Э.И. Нестационарные случайные процессы и их анализ. – М.: Энергия, 1978. – 128 с.
4. Daubechies I. The Wavelet Transform, Time-Frequency Localization and Signal Analysis // IEEE Trans. Information Theory. – 1990. – Vol. IT-36, № 5. – P. 961 – 1005.
5. О применении wavelet-преобразования для обработки нестационарных сигналов в задачах виброакустической диагностики трещин в лопатках газотурбинных двигателей // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Гос. аэрокосмический ун-т. «ХАИ». – 2000. – Вып. 19. – С. 443 – 448.

Поступила в редакцию 30.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.А. Букатый, Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева, Рыбинск.