

УДК 621.7.044

М.К. КНЯЗЕВ, В.К. БОРИСЕВИЧ, О.В. МАНАНКОВ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ ЭЛЕКТРОГИДРОИМПУЛЬСНОЙ ЛИСТОВОЙ ШТАМПОВКИ

Выполнен сравнительный анализ энергозатрат для традиционной листовой штамповки в инструментальных штампах и электрогидроимпульсной штамповки. Показаны преимущества импульсного способа штамповки жидким пуансоном. Приведены результаты экспериментального исследования с целью оптимизации по параметру энергозатраты на примере электрогидроимпульсной штамповки детали «рефлектор» при обеспечении высокого качества изделия. Обозначены направления дальнейших исследований.

электрогидроимпульсная штамповка, затраты энергии, листовая заготовка, разряд

Введение

Применение электрогидроимпульсной штамповки (ЭГШ) листовых деталей экономически оправдано и целесообразно в условиях единичного и мелкосерийного производства листовых деталей высокой точности, что характерно для современного производства самолетов и авиационных двигателей в Украине.

Анализ затрат энергии. Ресурсосбережение (снижение материалоемкости и затрат энергии) ЭГШ по сравнению со штамповкой в традиционных инструментальных штампах на гидравлических прессах связана, прежде всего, с уменьшением количества штампов до 1-2-х и их упрощением [1]. Формообразование ведется только по одной жесткой формозадающей поверхности, чаще всего – матрицы (пуансоном служит жидкость, заполняющая разрядную камеру и передающая силовое воздействие от канала разряда на заготовку), что сокращает затраты на изготовление второй части штампа и исключает инструментальную подгонку пуансона по матрице.

Другим направлением энергосбережения является организация процесса преобразования исходной электрической энергии в энергию пластического деформирования материала листовой заготовки. По литературным источникам КПД гидравлических

прессов составляет (1,5-2,0) %, а электрогидравлические прессы и установки показывают КПД до 20 %. В зависимости от выполняемой операции КПД электрогидравлического оборудования меняется от значений менее 1 % – при вырубке и пробивке без пуансона и до 20 % – при развальцовке и формовке трубчатых заготовок [2].

По нашим данным при штамповке из плоского листа на этапе образования генеральных форм детали КПД может достигать 30 %, при формовке локальных элементов – (5-10) %, при калибровке – менее 1 %.

В гидравлическом прессе процесс преобразования энергии организован в несколько стадий: «электроэнергия – энергия сжатой жидкости – механическая энергия движущихся частей прессы – энергия пластического деформирования». При этом каждый этап характеризуется большими потерями. В электрогидроимпульсном (ЭГИ) прессе количество ступеней такое же: «электроэнергия низкого напряжения – электроэнергия высокого напряжения – энергия силовых факторов разряда – энергия пластического деформирования», однако КПД преобразования гораздо выше и составляет 85-95 % по первым ступеням. Можно сказать, что КПД электрогидроимпульсной установки определяется КПД преобразования энергии силовых фак-

торов разряда в энергию пластического деформирования материала заготовки.

Здесь также нужно отметить такой параметр как установленная мощность пресса.

Для гидропрессов, предназначенных для штамповки деталей средних размеров, мощность насосной станции измеряется десятками киловатт.

Для ЭГИ пресса примерно равных технологических возможностей мощность насосной станции составляет 7-10 кВт, высоковольтного выпрямителя-трансформатора – 10-15 кВт, что в несколько раз меньше, чем у традиционного гидравлического оборудования.

Однако процессы электрогидроимпульсной штамповки, несмотря на высокие ресурсосберегающие характеристики в целом, во многих случаях могут быть оптимизированы по параметру энергопотребление. Существуют различные пути их совершенствования с целью сокращения затрат энергии и прямого машинного времени.

В настоящей статье поставлена цель: исследовать способ оптимизации процесса ЭГШ сложной листовой детали за счет интенсификации нагружения листовой заготовки.

Экспериментальное исследование процесса штамповки детали «рефлектор»

В соответствии с типовыми рекомендациями, принятыми для проектирования процессов ЭГШ, на ранних стадиях формообразования необходимо устанавливать относительно низкое напряжение и большую емкость разрядного контура для увеличения длительности действия импульса давления на податливую заготовку. Считается, что эффективность процесса деформирования определяется в первую очередь не максимальным давлением в импульсе, а его длительностью.

По мере увеличения прогиба заготовки и ее жесткости необходимо увеличивать «жесткость» нагружающего импульса за счет повышения зарядного на-

пряжения при снижении емкости разрядного контура.

На стадии калибровки эффективность процесса деформирования определяется пиковым давлением в ударной волне, генерируемой каналом высоковольтного разряда. Величина пикового давления практически в линейной зависимости определяется зарядным напряжением. Поэтому калибровку, как правило, ведут на высоком напряжении (максимальном для данного ЭГИ пресса) при малой емкости разрядного контура, которая несущественно сказывается на величине давления.

Технологический процесс для изготовления детали «рефлектор» был спроектирован в соответствии с приведенными рекомендациями и реализован на опытно-промышленной установке УЭГШ-2 (рис. 1, таблица) со следующими параметрами разрядного контура: зарядное напряжение 13-16 кВ, емкость 50 мкФ, индуктивность 1,7 мкГн, количество разрядов 8.

Основные геометрические параметры получен-



Рис. 1. Коническая разрядная камера и штамповая оснастка, размещенные в технологическом блоке установки УЭГШ-2

ной детали (рис. 2) соответствует требованиям, заданным на чертеже Заказчика. На последующих операциях фланец детали подвергается обрезке и формовке в инструментальных штампах.

Таблица

Основные технические данные экспериментальной электрогидравлической установки УЭГШ-2

Показатели	Размерность	Величина
Максимальная запасаемая энергия	кДж	100
Максимальные размеры плоской заготовки (длина × ширина)	мм	760 × 600
Наибольшее рабочее напряжение	кВ	40
Количество разрядных контуров	шт	7
Количество электродов	шт	19
Наибольшее расстояние от плоскости стола до торца разрядного блока	мм	560
Общая потребляемая мощность	кВт	11

Общие затраты энергии на выполнение основной формообразующей операции составили 42,2 кДж без учета затрат энергии на зажим-разжим заготовки,

вакуумирование полости матрицы и заполнение-слив воды. Время обработки (8 циклов заряд-разряд) оставило 74 с.

При осмотре отштампованных деталей на участках вертикальных стенок, прилегающих к перетяжному ребру, обнаружены волнообразные канавки, перпендикулярные направлению вытяжки фланца заготовки (рис. 2, а). Глубина канавок по внутренней поверхности составляет 0,02 – 0,10 мм (рис. 2, б). Глубина канавок по наружной поверхности составляет 0,01 – 0,02 мм, так произошло их разглаживание в процессе вытяжки (рис. 2, в). Количество канавок соответствует количеству циклов нагружения (разрядов). Это говорит о том, что волнообразные канавки были образованы перегибом материала заготовки на перетяжном ребре в моменты остановки процесса вытяжки.

В дальнейшем под действием импульсного давления такие волны полностью не разгибаются из-за их высокой жесткости.

Последующие эксперименты были проведены при относительно высоких напряжениях и энергиях при снижении емкости разрядного контура: 20 – 30 кВ, 33,2 мкФ, 2,5 мкГн.



Рис. 2. Деталь «рефлектор», отштампованная за 8 разрядов из материала АД1М толщиной 1,0 мм:
а – общий вид; б – внутренний вид фрагмента детали, примыкающего к перетяжному ребру;
в – наружный вид того же фрагмента детали

Затраты энергии (за 2 разряда) при таких условиях составили всего 21,5 кДж, несмотря на значительно большую величину запасаемой энергии в расчете на 1 разряд. Время обработки (2 цикла заряд-разряд) оставило 16 с, что в 4,6 раза меньше, чем при многоразрядной обработке.

Такой подход к организации процесса электрогидроимпульсной штамповки не соответствует типовому (описанному выше), однако он, в целом, оправдывает себя, так как обеспечивает значительное сокращение затрат электроэнергии.

В целом форма детали соответствует требованиям чертежа. Однако на внутренней поверхности обнаружены две относительно широкие плавные вмятины, соответствующие положению заготовки относительно перетяжного ребра перед первым и вторым разрядами. На наружной поверхности находится узкая вмятина глубиной 0,10-0,15 мм, которая образовалась в результате удара заготовки о перетяжное ребро от первого разряда высокой интенсивности (30 кВ). Наружная вмятина существенно ухудшает внешний вид изделия

При дальнейшей оптимизации процесса по параметру качество оказалось, что электрические параметры разрядного контура соответствуют средним из описанных выше: зарядное напряжение конденсаторной батареи 16-20 кВ, емкость 33,2 мкФ, индуктивность 2,5 мкГн, количество разрядов 3. При этом также был оптимизирован параметр энергозатраты: произошло уменьшение расхода электроэнергии до 18,8 кДж. Время штамповки – 18 с. Глубина волнообразных канавок составила 0,05–0,07 мм, что является вполне приемлемым для данной детали.

Заключение

Выполненный сравнительный анализ и результаты проведенного исследования показали существенные преимущества импульсных способов штамповки и, в частности электрогидроимпульсного способа, по параметру энергозатраты в условиях мало-

серийного производства. При этом обеспечивается заданное качество листовых изделий.

По сравнению с типовой технологией ЭГШ затраты энергии для формообразования детали «рефлектор» сокращены в 2,2 раза, количество разрядов уменьшено почти в 3 раза при сокращении времени обработки в 4 раза.

Полученные результаты позволяют рекомендовать данный технологический процесс для средне-серийного и даже крупносерийного производства. Можно сказать, что при определенных условиях процессы ЭГШ могут составлять конкуренцию традиционным высокопроизводительным методам штамповки не только по параметру затрат энергии и материалоемкости оснастки, но и по такту выпуска изделий.

Дальнейшую оптимизацию данного процесса ЭГШ нужно вести по обеспечению параметров вспомогательного оборудования (быстрый зажим-разжим технологической оснастки, залив-слив воды, вакуумирование и др.), обеспечивающих его применение в условиях крупносерийного производства. Необходимо также провести исследовательские работы по уменьшению разнотолщинности по профилю изделия при создании благоприятного поля импульсного нагружения.

Литература

1. Князев М.К. Экономичная технология для производства небольших партий листовых деталей // Бизнес-мост, 2004. – № 4 (23). – С. 17-19.
2. Оборудование и технологические процессы с использованием электрогидравлического эффекта / Под ред. Г.А. Гулого. – М.: Машиностроение, 1977. – 320 с.

Поступила в редакцию 31.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.С.Воробьев, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков

УДК 621.7.044

В.В. ТРЕТЬЯК, И.В. КЛЫГИНА, А.Ю. КОМАРОВ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского "ХАИ", Украина

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИМПУЛЬСНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СПЕЦИАЛЬНЫХ ПРИЕМОВ

Рассматриваются вопросы математического моделирования импульсных процессов с использованием специальных приемов. Предложен алгоритм расчета деформационных полей листовых деталей при импульсном деформировании с использованием специальных приемов. Произведено сравнение теоретических и практических результатов расчета. Предложены технологические рекомендации при проектировании технологических процессов.

импульсные технологии, специальные приемы, деформационная модель, этапы деформирования, математическое моделирование, конструкторско-технологические признаки

В настоящее время накоплен значительный практический опыт использования импульсной штамповки для изготовления различных деталей авиационной и других отраслей. Ряд предприятий авиационной промышленности штампуют детали различной конфигурации. К ним можно отнести днища, обечайки, кожу, панели и др.

В настоящее время предложено немало приемов (рис. 1), расширяющих возможности новых процессов, проводятся исследования поведения металла при импульсной штамповке [1, 2].

В определении возможностей процессов данные зачастую противоречивы, не учитывают влияния конструкторско-технологических признаков на максимальные деформации деталей из различных металлов, вследствие чего в настоящее время не существует однозначного подхода к расчету деформированного поля для раннего этапа проектирования конструкции детали.

Значительная доля авиационных деталей имеет следующие параметры:

- относительная высота $0 < \bar{H} = H/B \leq 0,5$;
- угол наклона стенки $0 \leq \alpha \leq 45^\circ$;
- относительный радиус сопряжения дна со стенкой $0 \leq \bar{r} = r/H \leq 1$;

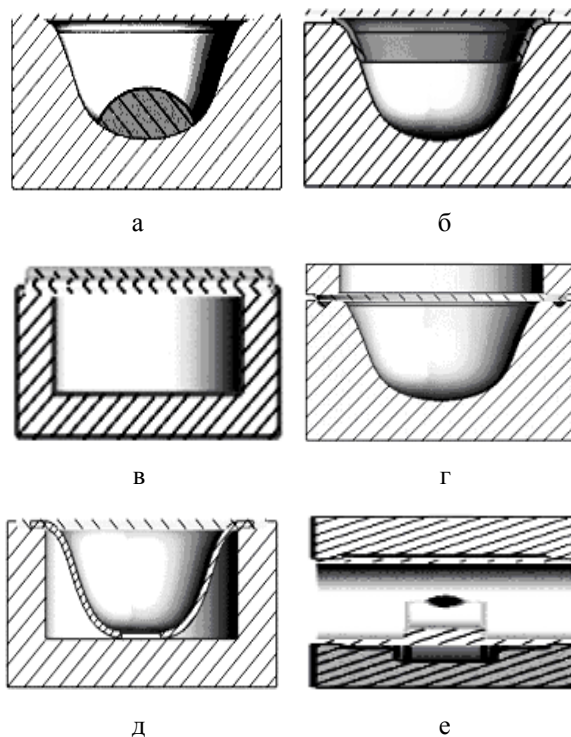


Рис. 1. Специальные приемы:

- а – набор материала;
- б – совмещение операций;
- в – обкладка;
- г – перетяжные ребра;
- д – технологические окна;
- е – кумулятивная выемка

- радиус сопряжения в плане $H < R < 5H$.

Для определения значимости каждого из признаков в общей картине деформирования используются упрощенные деформационные модели, связываю-

щие максимальные деформации с технологическими признаками.

Экспериментальные данные подтверждают, что процесс деформирования рационально можно разделить на 3 этапа и рассматривать их изолированно, не учитывая влияния предистории деформирования.

Максимальную деформацию можно определить интегрально, как результат наложения деформаций на трех этапах деформирования.

1 этап. Деформирование свободно провисающего участка материала до касания куполом дна матрицы (рис. 2, а).

2 этап. Растекание купола по дну матрицы. Этот

этап заканчивается в момент образования пространственного равностороннего угла (рис. 2, б).

3 этап. Вытяжка и калибровка угловой зоны (рис. 2, в).

Исходя из геометрического анализа элементов листовой детали, можно отметить, что практически для всех элементов листовой детали можно выделить наличие хотя бы одного из трех этапов деформирования.

Исследования подтверждают, что максимальные деформации находятся в угловой зоне контакта и в зависимости от нагрузки могут значительно уменьшать свое значение при использовании различных технологических приемов.

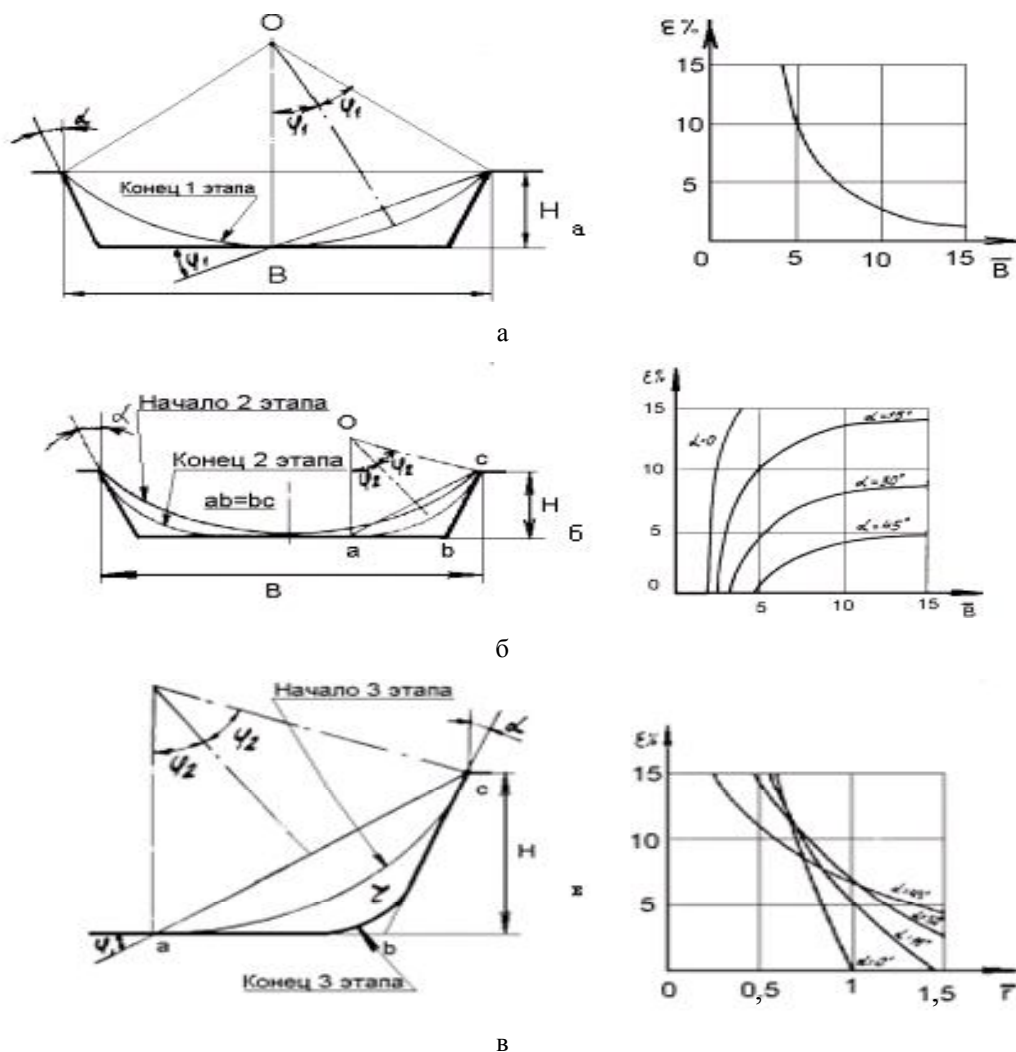


Рис. 2. Этапы деформирования и накапливаемые деформации

Технологические приемы решают задачу изменения критических параметров деформированного состояния деталей, полученных при формообразовании по соответствующим схемам штамповки.

Использование этих приемов обеспечивает более равномерные поле деформации детали, при этом снижается величина критических деформаций на опасных участках заготовки.

Экспериментальными исследованиями подтверждена данная математическая модель для расчета деформаций и распределение деформаций на дне ячеек по различным признакам детали.

В экспериментах использовалась многозарядная и много переходная схемы штамповки, вырез технологических окон, использовались различные варианты обкладок.

На I этапе деформирования характерно незначительное значение деформации, поэтому даже при использовании различных специальных приемов деформации практически мало изменяются и близки к расчетным (рис 3, а).

По мере растекания пятна контакта максимальные деформации наблюдаются на границе пятна контакта (рис.3, б).

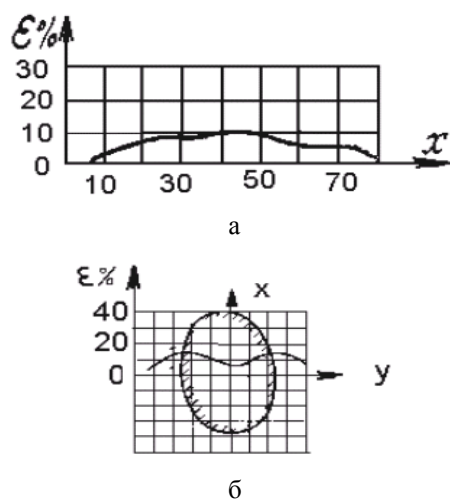


Рис. 3. Распределение деформаций по мере растекания купола:
а – распределение деформаций по заготовке в конце I этапа;
б – деформации в пятне контакта

В зоне, приближенной к периферийной части ячейки, характерно уменьшение деформации за счет подачи материала для данных типоразмеров матрицы и материала.

Установлено, что при многократном нагружении зоны контакта заготовки с матрицей происходит практически равномерное увеличение деформаций в пятне контакта.

Увеличение числа переходов способствует более интенсивной деформации в пятне контакта и соответственно снижает максимальную деформацию угловой зоны.

При многократном нагружении на заготовке остаются линии деформаций с четко выраженной границей пятна контакта на каждом переходе. Использование технологических окон позволяет фактически либо ликвидировать, либо свести к минимуму деформации третьего этапа, как наиболее интенсивных и опасных.

Аналогичную картину можно наблюдать и для использования обкладки.

На рис. 4, а, б, в показано расчетное максимальное и сниженное значение деформаций за счет использования специальных приемов.

При штамповке деталей импульсными методами возможны случаи:

- ограничение по пластичности;
- ограничение по утонениям.

Исходя из этого можно выделить критерии степени технологичности:

$$T_1 = \frac{\varepsilon_{im}}{[\varepsilon]} ; T_2 = \frac{\varepsilon_{3m}}{[\varepsilon]} ,$$

где ε_{im} – максимальная интенсивность деформации детали; $[\varepsilon]$ – предельная равномерная деформация при линейном растяжении материала заготовки; ε_{3m} – максимальная деформация утонения материала; ε_3 – допустимые технические условия на утонение материала.



Рис. 4. Выравнивание поля деформаций специальными приемами:
а – за счет использования технологических окон 1-3;
б – за счет увеличения числа переходов;
в – за счет использования подкладки

Первый критерий T_1 показывает число промежуточных термообработок и минимальное число штамповочных переходов, равное ближайшему целому числу.

Второй критерий T_2 определяет возможность получения детали рассматриваемым методом с заданной разнотолщиной.

Введение критериев технологичности позволяет объединить огромное количество комбинаций конструкторско-технологических признаков в небольшое число типовых групп по их величине либо по числу переходов и термообработок.

Разработаны алгоритм и программа для расчета деформационных полей, определения числа переходов и термообработок детали типа панель жесткости.

Разработаны рекомендации для выравнивания деформационного поля и снижения максимальных деформаций для листовых деталей.

Данная методика использовалась в учебном процессе.

Метод расчета может быть использован на стадии конструкторского проектирования для оценки технологичности детали.

Поскольку в расчетах не участвуют данные, связанные с нагрузкой (а они могут оказывать существенное влияние на картину деформационного поля) данные расчеты являются прикидочными для самых неблагоприятных условий.

Использование специальных приемов позволяет снизить максимальные деформации до 30%, что существенно при выполнении технических требований на деталь.

Литература

1. Борисевич В.К. Тенденции и проблемы развития импульсных технологий // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і літакобудуванні: Темат. зб. наук. праць. – Краматорськ: ДДМА, 2002. – С. 16-20.
2. Борисевич В.К., Зорик В.Я. Совмещение методов импульсной обработки при закреплении труб в трубных досках // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: Сб. научн. тр. – Х.: ХАИ, 2000. – Вып. 22 (5). – С. 94-102.

Поступила в редакцию 1.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Я Мовшович. Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт».

УДК 621.793.74

**А.О. ГАРИН, Д.В. СЛЮСАРЬ, В.П. КОЛЕСНИК, Н.П. СТЕПАНУШКИН,
В.В. ЗИНОВЬЕВ, С.И. ПЛАНКОВСКИЙ**

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

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ГЕНЕРАТОР ПЛАЗМЫ ДЛЯ ИОННОЙ ОЧИСТКИ ЛОПАТОК ГТД

Данная статья посвящена проблеме предварительной очистки поверхности технологическим генератором плазмы для улучшения качества покрытий деталей газотурбинных установок, которые широко используются в авиационной и наземной технике.

модификация свойств поверхности, покрытия, очистка поверхности, автономный ионный источник, ускоритель с анодным слоем

Введение

В настоящее время газотурбинные установки (ГТУ) широко используются в авиационной и наземной технике. Высокая надежность работы ГТУ в большей степени зависит от стойкости лопаток, которая обеспечивается модификациями свойств поверхности методами напыления функциональных покрытий [1]. Однако чтобы обеспечить стойкость покрытий необходимо подготовить поверхности деталей перед напылением. Поэтому необходимо в технологический процесс нанесения покрытий включить операцию, которая бы позволила в вакуумной камере непосредственно перед напылением качественно очистить деталь и активировать ее поверхность.

1. Формулирование проблемы

Состав и строение поверхностной пленки существенно зависят от предыстории поверхностей, то есть от условий изготовления, хранения и транспортирования той или иной детали.

Для обеспечения доступа атомов напыляемого металла непосредственно к обрабатываемой поверхности необходимо удалить имеющиеся на ней загрязнения и адсорбированные атомы, т.е. очистить ее.

Методика очистки зависит от количества и состава поверхностных загрязнений.

Существующие методы очистки обладают рядом недостатков и не обеспечивают необходимое качество подготовки поверхности для получения необходимых свойств покрытия.

Одним из наиболее качественных методов очистки является очистка потоком ускоренных ионов инертного газа. Существующие источники ионов, как правило, устанавливаются непосредственно в объеме вакуумной камеры, что может привести к возникновению ряда трудностей при обеспечении совместной работы с различными генераторами плазмы.

Таким образом, существует необходимость в разработке технологического ускорителя ионов, предназначенного для очистки деталей непосредственно перед нанесением покрытия, большая часть элементов конструкции которого находилась бы вне технологического отсека. Кроме того, желательно, чтобы для питания данного ускорителя можно было использовать источники питания, применяемые для очистки деталей в существующих технологических установках, таких как «Булат», «МАП-1» и т.д.

Под эти требования попадают плазменные ионные ускорители (ПИУ), которые часто называют источниками Кауфмана [2], ускоритель с замкнутым

дрейфом электронов и протяженной зоной ускорения (УЗДП) и ускоритель с анодным слоем (УАС) [3, 4]. Обладая достаточно хорошими свойствами, как технологический ускоритель, ПИУ имеют достаточно сложную конструкцию и дороги в эксплуатации [5].

Более простые по конструкции УЗДП имеют трубчатую форму ионного пучка, нуждаются в использовании дорогостоящего и сложного в изготовлении катода-компенсатора, также имеют стенки, распыление которых вносит погрешности в компонентный состав покрытия. Для УАС также характерны некоторые из недостатков УЗДП, а именно трубчатая форма ионного пучка и распыление катода, которое может быть устранено установкой экрана аналогичного с материалом покрытия [6]. Но по сравнению с другими технологическими источниками у него есть ряд преимуществ:

- большой ресурс работы;
- простота конструкции;
- высокая надежность при эксплуатации.

2. Решение проблемы

Был разработан УАС для предварительной очистки поверхности, который представлен на рис. 1.



Рис. 1. Опытный образец ускорителя с анодным слоем для предварительной очистки поверхности

Данная конструкция отличается тем, что большинство элементов магнитной системы располагаются вне вакуумной камеры, что обеспечивает простой монтаж и эксплуатацию ускорителя.

Схема опытного образца УАС представлена на рис. 2.

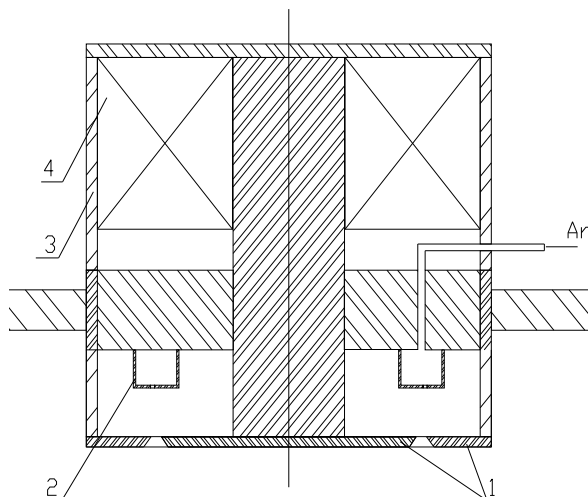


Рис. 2. Схема ускорителя с анодным слоем для предварительной очистки поверхности:
1 – полюсные наконечники; 2 – анод;
3 – магнитопровод; 4 – соленоид

Рабочий газ Ar поступает через коллектор в анод-коллектор 2 и подавался в ускорительный канал. Полюсные наконечники 1, одновременно являющиеся катодом, заземлены, что увеличивает надежность и безопасность при эксплуатации устройства. Для регулирования магнитного поля используется электромагнит 4. В процессе проведения экспериментов варьировалась ширина и глубина ускорительного канала. В предварительных экспериментах к аноду прикладывалось напряжение до 2,2 кВ. Мишень находилась на расстояниях от 20 до 50 см.

Так как разработанный УАС предполагается устанавливать на технологическое устройство для нанесения жаростойких покрытий МАП-1, в котором для нанесения защитных покрытий используется источник дугового типа, то рабочий газ подается непосредственно через анод. Это позволяет

работать при более высоком вакууме и расширяет возможности регулирования параметров источника ионов.

В ходе проведенных испытаний данного технологического ускорителя проведено распыление покрытия из нержавеющей стали X18H10T, нанесенного на медную подложку.

На рис. 3 приведены вольт-амперные характеристики технологического генератора плазмы при различных значениях индукции магнитного поля между полюсными наконечниками ускоряющего канала.

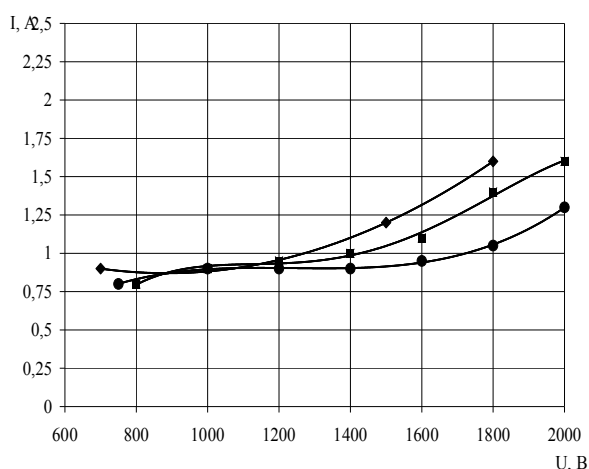


Рис. 3. Вольт-амперные характеристики технологического генератора плазмы при различных значениях индукции магнитного поля между полюсными наконечниками ускоряющего канала:
♦ - 85 мТл; • - 250 мТл; ■ - 300 мТл.

В рабочем диапазоне, т.е. при напряжениях 1...1,2 кВ, влияние магнитного поля на характер вольт-амперной характеристики незначительно. Более значительное влияние магнитного поля на характер вольт-амперных характеристик наблюдается при напряжениях выше 1,4 кВ, что, по мнению авторов, объясняется увеличением сопротивления разрядного промежутка в результате замагничивания электронов.

Заключение

Разработана конструкция технологического генератора плазмы, которая обладает рядом преимуществ: простотой конструкции, надежностью и большим ресурсом работы, а также возможностью установки на уже имеющееся оборудование. В настоящее время производится работа по совершенствованию конструкции и подборке оптимальных режимов работы.

Литература

1. Данилин Б.С. Применение низкотемпературной плазмы для нанесения тонких пленок. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 328 с.
2. Kaufman H.R., Robinson R.S. Ion Source Design for Industrial Application / AIAA Journal. – 1982. – Vol. 20, № 6. – P. 745-760.
3. Ляпин Е.А., Семенкин А.В. Современное состояние исследований ускорителей с анодным слоем / Ионные инжекторы и плазменные ускорители. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – С. 20-33.
4. Гаркуша В.И., Лесков Л.В., Ляпин Е.А. Плазменные ускорители с анодным слоем / Плазменные ускорители и ионные инжекторы: Сб. научн. тр. – М.: Наука, 1984. – С. 129-138.
5. Слюсарь Д.В., Колесник В.П., Жорник О.В. Использование плазменного ионного ускорителя для обработки поверхностей // The 2-nd Korea-Ukraine Gas Turbine Technology Symposium (August 25-26, 2005). – P. 89-94.
6. Гришин С.Д., Лесков Л.В., Козлов Н.П. Электрические ракетные двигатели. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.

Поступила в редакцию 1.06.2007

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. А.В. Бастеев, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков.

УДК 536.2

К.Б. ИСАЕВ

Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича, Украина

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ В ОБРАЗЦАХ МАТЕРИАЛОВ С ОРГАНИЧЕСКОЙ МАТРИЦЕЙ

Представлена конструкция теплоприемника для материалов с органической матрицей, в которой погрешности определения одномерного температурного поля сведены к минимуму. Работоспособность предложенной конструкции теплоприемника продемонстрирована на образцах некоторых материалов, которые были испытаны при конвективном и радиационном нагревах. Показано влияние некоторых факторов на экспериментальное температурное поле в материалах с органической матрицей.

теплоприемник, температура, композиционный теплозащитный материал, органическая матрица, температурное поле, эксперимент, образец

Введение

Наибольшее применение композиционные материалы с полимерной матрицей находят в объектах ракетно-космической и авиационной техник, в которых они эксплуатируются в различных условиях нагрева. Наиболее емкую информацию об их работоспособности несут экспериментальные температурные поля – изменение температуры во времени в ограниченном количестве точек исследуемого объекта, полученные с помощью датчиков температуры (в основном термопар) либо при стендовых испытаниях, либо в натурных условиях эксплуатации этих объектов.

Для определения экспериментальных температурных полей в образцах этих материалов используются различные конструкции теплоприемников (HR от “heat-receiver”) – образцов исследуемых материалов с термопарами. Основная сложность при разработке и изготовлении конструкции теплоприемников заключается в создании такой конструкции, которая позволяла бы устанавливать термопары в HR и достоверно определять изменение температуры в нескольких точках образца при стендовых или натурных испытаниях материалов с органической матрицей. Существуют различные варианты конструкций HR, которые обладают теми или иными недостатками [1].

Конструкция теплоприемника

Предлагаемая в данной работе конструкция теплоприемника обладает универсальностью и в ней устранены недостатки предшествующих конструкций теплоприемников. В этой конструкции HR образец исследуемого материала (рис. 1) представляет собой ступенчатый цилиндр (1), в котором параллельно нагреваемому торцу, сделаны четыре прорези алмазным диском, толщиной 0,1 мм (рис. 1) на глубину радиуса цилиндра меньшего диаметра (1).

В эти прорези укладываются термопары ВР 5/20 (4) с электроизоляционным покрытием из двуокиси иттрия. Толщина покрытия несколько мкм. Для уменьшения термического сопротивления прорези заполняются порошком из материала с высокой теплопроводностью (например, кварц, графит и т.п.). Альтернативой этому способу может служить установка термопар в отверстия, просверленные по радиусу цилиндра меньшего диаметра взамен прорезей. Эти отверстия после укладки термопар также заполняются высокотеплопроводным порошком. Боковая поверхность цилиндра меньшего диаметра (1) (рис. 1) покрывается кварцевой нитью, сверху которой укладываются провода термопар, которые в свою очередь покрываются вторым слоем кварцевой нити.

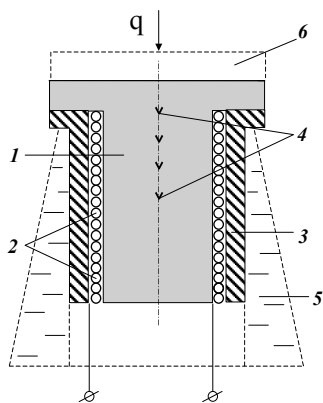


Рис. 1. Конструкция теплоприемника для теплозащитных материалов (ТЗМ):

- 1 – исследуемый материал;
- 2 – два слоя кремнеземной нити;
- 3 – втулка из теплоизоляционного материала;
- 4 – термопары; 5 – водохлаждаемая державка;
- 6 – унесенная часть образца за счет абляции

Затем вся конструкция помещается во втулку (3) из теплоизоляционного материала (рис. 1). Для исследованных в работе материалов диаметр меньшего цилиндра образца (1) составлял 18 мм, наружный диаметр втулки (3) – 25 мм, а высота образца (1) – 30-40 мм. Однородность температурного поля в образце ТЗМ обеспечивается равномерным нагревом рабочей поверхности теплоприемника и его конструкцией.

1. Оценка погрешностей измерения температур в НР

Погрешность измерения температур контактным методом складывается из многих составляющих [2]. Оценка некоторых из них проведена в [3, 4] и для случая измерения нестационарных температур в образцах ТЗМ с помощью шлейфового осциллографа по данным этих авторов составляет 7-10%.

ТЗМ с органической матрицей "работают" в условиях высоких скоростей нагрева, поэтому их испытания на стендах проводятся при больших тепловых потоках. В связи с этим была проведена оценка инерционности термопары ВР 5/20 в предположении, что она является звеном запаздывания первого порядка, т.е. истинная температура термопары определяется следующим соотношением:

$$T_{ист} = T_s + \varepsilon (dT/d\tau),$$

где T – температура; τ – время.

Постоянная тепловой инерции термопар ε в этом соотношении оценивалась экспериментально. Для этого термопара резко погружалась в расплавленное олово и ее показания фиксировались с помощью шлейфового осциллографа НО71.3. Этот параметр для вольфрам-рениевых термопар ВР5/20 (диаметр электродов 0,1 мм) составил $\sim 0,07$ сек. Это приближенная оценка постоянной тепловой инерции этого типа термопар, так как в нее входят переходные времена при нагреве и охлаждении горячего спая термопары. При максимальной скорости нагрева 500 К/с для образца углеволокнита поправка на тепловую инерцию составляет 36,4 °С или 7% при температуре 520 °С. Остальные систематические погрешности оценены в [1]. В этой работе оценены систематические погрешности измерения температур, которые имеют место при одностороннем нагреве НР из материала с органической матрицей, а также предложены меры по их устранению или уменьшению. Разработанная конструкция теплоприемника для ТЗМ позволила свести многие систематические погрешности к минимуму.

2. Температурные поля в образцах ТЗМ

В этом разделе статьи продемонстрирована работоспособность вышеописанного теплоприемника (рис. 1), а также показано влияние некоторых факторов на температурное поле в материалах с органической матрицей. На рис. 2, 3 приведены экспериментальные температурные поля в образцах ТЗМ, которые испытывались при различных видах внешнего нагрева – конвективный и радиационный. Испытания образцов ТЗМ проводились на установках, созданных в ИПМ НАН Украины: СГУ-6 – концентратор солнечной энергии; ЖРД – генератор высокотемпературной струи – продукты сгорания керосина в кислороде; ВПС – генератор высокотемпературной плазмы (в данной работе – воздушной). При

испытании на разных установках одностороннего нагрева теплоприемник, изготовленный по вышеописанной технологии, устанавливался в водоохлаждаемую державку (5), рис. 1, которая защищает его от бокового нагрева. Эта державка вместе с НР вводится в высокотемпературную газовую струю (ВПС, ЖРД) на заданном расстоянии от среза сопла или в фокальный объем концентратора солнечной энергии (СГУ-6). Движение державки осуществляется до совмещения оси НР с осью струи или оптической осью концентратора.

Температурное поле в образце ТЗМ является следствием целого ряда факторов. Это и теплофизические характеристики материала, вид и условия нагрева образца и т.д. Ниже, в качестве иллюстрации, представлены результаты определения температурных полей в образцах фенольных угле- и стеклопластиков, которые были испытаны в различных условиях и при различных скоростях нагрева (рис. 2, 3). В таблице приведены условия испытаний этих материалов и расстояния термопар от поверхности нагрева.

Таблица

Условия испытаний образцов ТЗМ с фенольной матрицей и глубины установки термопар

Материал	№ образца	Установка	Тепловой поток, МВт/м ²	Расстояния термопар от поверхности, мм			
				h_1	h_2	h_3	h_4
УВФ-1	1	ЖРД	12.60	2.9	4.0	5.1	6.1
"	3	"	6.93	3.0	4.0	5.0	6.0
"	5	СГУ-6	0.56	2.9	4.3	5.7	7.1
СВФ-1	2	СГУ-6	0.47	4.5	5.6	6.6	7.8
"	5	ВПС	3.20	2.9	3.9	4.9	5.8
"	6	"	"	2.9	3.9	4.9	5.8

Характер показаний термопар для образцов фенольных материалов: углепластика УВФ-1 (рис. 2) и стеклопластика СВФ-1 (рис. 3) одинаков.

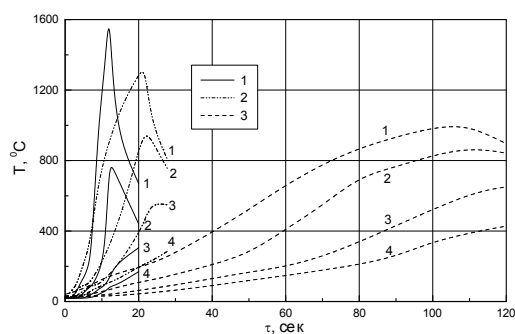


Рис. 2. Температурные поля в образцах углепластика УВФ-1:

1, 2 – образцы № 1, 3 (ЖРД) соответственно;
3 – образец № 5 (СГУ-6);
1-4 – показания четырех термопар

Т.к., образцы УВФ-1 испытывались при более высоких тепловых потоках, поэтому у образцов этого материала выше скорость нагревания, т.е. показания термопар резко изменяются со временем. Для образца №1 УВФ-1 в процессе испытаний в струе ЖРД имел место квазистационарный режим нагрева, о наличии которого свидетельствует эквидистантность показаний первой и второй термопар (рис. 2, кривые 1). Этот режим нагрева наступил с 5.5 сек. Образцы № 3 и № 5 испытывались при нестационарном режиме нагревания.

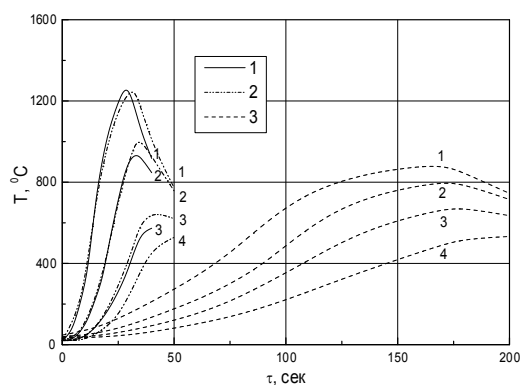


Рис. 3. Температурные поля в образцах стеклопластика СВФ-1:

1, 2 – образцы №6,5 (ВПС) соответственно;
3 – образец №2 (СГУ-6)

Образцы стеклопластика СВФ-1 также испытывались при нестационарном режиме нагревания (рис. 3). Все испытания образцов ТЗМ в работе проводились при постоянных параметрах энергетического воздействия. Для таких условий нагрева зависимость температуры от времени (в основном для

первой от поверхности нагрева термопары) имеет перегиб (рис. 2, 3) до момента снятия теплового воздействия, т.е. скорость нагрева материала имеет максимум при определенной температуре (диапазоне температур). Такой характер $T_i(\tau)$ в первую очередь вызван поведением температурной зависимости коэффициента теплопроводности этих материалов, который в диапазоне температур деструкции связующего материалов с органической матрицей имеет минимум. Это обстоятельство наглядно иллюстрируется решением прямой задачи теплопроводности для квазистационарного режима нагревания материалов [5].

Скорость нагрева для этого режима имеет вид:

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{V_w}{k(T)} \int_{T_0}^T \left[V_w C_v(T) + \sum_i f_i(T) \right] dT, \quad (1)$$

где V_w – линейная скорость уноса материала;

k – коэффициент теплопроводности материала;

C_v – удельная объемная теплоемкость;

T_0 – комнатная температура.

В этом соотношении функции $f_i(T)$ учитывают поглощение тепла в материале при термическом разложении его связующего и газами, образующимися при этом процессе, которые фильтруются через кокс материала с органической матрицей [5]. Если предположить, что удельная объемная теплоемкость материала постоянна, а деструкция связующего отсутствует, то соотношение (1) примет следующий вид:

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{V_w^2}{k(T)} C_{v0} (T - T_0). \quad (2)$$

Из соотношения (2) видно, что характер скорости нагрева определяется только температурной зависимостью коэффициента теплопроводности этих материалов и максимум скорости нагревания материала определяется минимумом $k(T)$. Интеграл в соотношении (1) оказывает незначительное влияние на характер температурной зависимости $dT/d\tau$ по сравнению с коэффициентом теплопроводности. Видимо, предыдущие выводы будут также справедливы и для нестационарного режима нагревания образцов этих материалов.

ливы и для нестационарного режима нагревания образцов этих материалов.

Заключение

Показана работоспособность представленной в работе конструкции теплоприемника для материалов с органической матрицей. Приведены примеры определения температурных полей в некоторых ТЗМ с фенольной матрицей в условиях одностороннего конвективного и радиационного нагревов.

Литература

1. Исаев К.Б. Исследование теплофизических характеристик теплозащитных материалов с органической матрицей. – Ч. 2. Экспериментальное определение температурных полей в образцах ТЗМ // Пром. теплотехника. – 2003. – Т. 25, № 3. – С. 71-78.
2. Температурные измерения. Справочник / О.А. Геращенко, А.Н. Гордов, В.И. Лах, Б.И. Стадник, Н.А. Ярышев. – К.: Наук. думка, 1984. – 494 с.
3. Артюхин Е.А., Киллих В.Е., Охапкин А.С. Восстановление эффективного коэффициента теплопроводности асботекстолита из решения обратной задачи теплопроводности // ИФЖ. – 1983. – Т. 45, № 5. – С. 788-793.
4. Елисеев В.Н., Соловов В.А. Теоретическое и экспериментальное исследование погрешности измерения температур термопарами в теплоизоляционных материалах // ИФЖ. – 1983. – Т. 45, № 5. – С. 737-742.
5. Исаев К.Б. Влияние различных факторов на температурное поле при стационарном разрушении материалов // Пром. теплотехника. – 1987. – Т. 9, № 3. – С. 39-43.

Поступила в редакцию 15.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук Г.Н. Фролов, Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича, Киев.

УДК 621.45.01:681.5.015.44

О.В. ВЕДЕРНИКОВ¹, С.В. ЕПИФАНОВ²¹ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина²Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ УЧЕТА ИЗМЕНЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРОВ ТРДД ПО РАДИУСУ ПРИ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ РАСЧЕТАХ

Рассмотрены существующие методы раздельного задания параметров вентилятора по контурам: через соотношение работ l_{el}/l_{el} , через коэффициенты k_π и k_η по линиям тока. Выявлены основные преимущества и недостатки каждого из методов и выработаны соответствующие рекомендации.

вентилятор, характеристика вентилятора, степень двухконтурности, радиальная неравномерность, метод разделение параметров вентилятора по контурам, двумерный расчет вентилятора в составе двигателя

Введение

В настоящее время двухконтурные турбореактивные двигатели (ТРДД) занимают значительное место среди силовых установок летательных аппаратов. Область применения ТРДД постоянно расширяется, что ведет к увеличению номенклатуры двигателей данного типа. Жесткая конкуренция на рынке ТРДД вынуждает производителей оптимизировать процесс создания новых двигателей. Одним из важнейших этапов данного процесса является стадия предварительного расчета основных параметров двигателя. Точность полученных значений на данной стадии во многом определяет объем и трудоемкость дальнейших работ по разработке двигателя. Поэтому одной из важнейших задач является усовершенствование методик предварительного расчета с целью повышения его точности.

1. Формулирование проблемы

В настоящее время на стадии предварительного проектировочного расчета для определения оптимальных значений основных параметров двигателя зачастую используется одномерный расчет двигателя, так как он не требует больших затрат труда и времени. Однако такой расчет не позволяет учиты-

вать распределение параметров потока по радиусу вентилятора, что приводит к неточности при определении параметров воздуха на входе в наружный и внутренний контуры. Это, в свою очередь, влечет за собой погрешность определения основных параметров двигателя.

Поэтому для учета радиальной неравномерности потока за вентилятором необходимо описывать раздельно (в дальнейшем будем использовать термин «разделять») значения его параметров для наружного и внутреннего контуров.

2. Решение проблемы.

Существующие методы разделения параметров потока за вентилятором

2.1. Метод разделения параметров вентилятора через отношение работ l_{el}/l_{el} . Одним из методов учета радиальной неравномерности параметров потока за вентилятором является разделение его параметров через отношение работ l_{el}/l_{el} . Данный метод применяется специалистами ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» и ОАО «Мотор Сич».

В этом методе принимается, что заданная характеристика вентилятора справедлива для его периферийной части, работающей на наружный контур. Таким образом, вначале определяются параметры

воздуха на входе в наружный контур, а для внутреннего контура они находятся путем пересчета через заданное отношение работ l_{eII}/l_{eI} :

$$\frac{\pi_{eII}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_{eI}^{\frac{k-1}{k}} - 1} = \frac{l_{eII}}{l_{eI}}. \quad (1)$$

Здесь принято $\eta_{eI}^* = \eta_{eII}^*$. Если необходимо учесть отличие η_{eI}^* от η_{eII}^* , то формула примет вид

$$\frac{\pi_{eII}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_{eI}^{\frac{k-1}{k}} - 1} \cdot \frac{\eta_{eI}^*}{\eta_{eII}^*} = \frac{l_{eII}}{l_{eI}}. \quad (2)$$

Однако для каждого вновь разрабатываемого или уже существующего вентилятора значения отношений l_{eII}/l_{eI} и η_{eII}^*/η_{eI}^* различны. К тому же они изменяются в зависимости от степени двухконтурности и приведенной частоты вращения ротора вентилятора. Поэтому основная сложность при применении данного метода заключается в определении отношений l_{eII}/l_{eI} и η_{eII}^*/η_{eI}^* и задании их зависимости от режима работы двигателя.

2.1.1. Способы определения отношений l_{eII}/l_{eI} и η_{eII}^*/η_{eI}^* . Для определения параметров на входе в наружный и внутренний контуры при одномерном расчете двигателя и задании параметров вентилятора с использованием данного метода в качестве исходных данных выступают значения отношений l_{eII}/l_{eI} и η_{eII}^*/η_{eI}^* . Поэтому они должны быть заранее определены.

При проектировании ТРДД с вновь разрабатываемым вентилятором отношения l_{eII}/l_{eI} и η_{eII}^*/η_{eI}^* могут быть определены с помощью двух- или трехмерного расчета. Двухмерный расчет обычно применяется на начальных этапах проектирования, когда принята предварительная геометрия вентилятора. Трехмерный расчет является более точным, однако требует больших затрат труда и времени. Поэтому его применяют на конечном этапе проектирования по уточненным геометрическим параметрам вентилятора.

При расчете ТРДД с ранее разработанным вентилятором значения отношений l_{eII}/l_{eI} и η_{eII}^*/η_{eI}^* могут быть определены как с помощью двух- или трехмерного расчета по известной геометрии, так и на основании испытаний по замеренным параметрам P_{ex}^* , T_{ex}^* , P_{eII}^* , T_{eII}^* , P_{eI}^* , T_{eI}^* . Каждый из данных методов имеет свои преимущества и недостатки. Поэтому для большей достоверности желательно произвести расчет обоими методами и на основании их результатов уточнить значения отношений l_{eII}/l_{eI} и η_{eII}^*/η_{eI}^* .

2.1.2. Методы задания отношений l_{eII}/l_{eI} и η_{eII}^*/η_{eI}^* . Существует несколько способов задания отношений l_{eII}/l_{eI} и η_{eII}^*/η_{eI}^* . Так, их можно представить в виде:

- констант;
- функций одной или нескольких переменных.

В первом случае в качестве констант обычно принимаются значения отношений l_{eII}/l_{eI} и η_{eII}^*/η_{eI}^* на расчетном режиме. Этот способ является наиболее простым, но дает точные результаты лишь в этой одной расчетной точке, а по мере удаления от нее точность расчета падает.

При задании отношений l_{eII}/l_{eI} и η_{eII}^*/η_{eI}^* в виде функций аппроксимируется изменение расчетных значений этих отношений вдоль линии рабочих режимов (ЛРР). Но при изменении условий полета ЛРР может сместиться, и точность расчета упадет. Это особенно актуально для двигателей с большой степенью двухконтурности. Таким образом, эти методы дают точные результаты при работе двигателя вдоль определенной ЛРР, а не только в одной рабочей точке, как первый способ. Однако представление отношений l_{eII}/l_{eI} и η_{eII}^*/η_{eI}^* в виде функций по сравнению с заданием их в виде констант - гораздо более трудоемкий процесс.

2.1.3. Анализ метода разделения параметров через отношения l_{eII}/l_{eI} и η_{eII}^*/η_{eI}^* . Для оценки эффективности метода разделения параметров через отношения l_{eII}/l_{eI} и η_{eII}^*/η_{eI}^* приведем пример расчета

характеристик вентилятора одного из двигателей, разрабатываемых ОАО «Мотор Сич», для значения степени двухконтурности $m = 3$.

Исследование выполнялось в несколько этапов:

- двумерный расчет параметров потока за вентилятором с целью определения суммарной характеристики вентилятора и расчетных характеристик частей вентилятора, работающих на наружный и внутренний контуры;
- определение отношений работ и КПД;
- аппроксимация полученных значений отношений;
- пересчет характеристик частей вентилятора из суммарной характеристики через соотношения работ и КПД;
- сравнение расчетной и пересчитанной характеристик.

По результатам двумерного расчета для были определены значения отношений l_{elI}/l_{el} и η_{elI}^*/η_{el}^* , представленные на рис. 1 и 2.

Из данных рисунков очевидно, что эти соотношения изменяются не только в зависимости от приведенной относительной частоты вращения, но и от суммарного расхода воздуха. Следовательно, если задавать их как функцию одного аргумента (относительной приведенной частоты вращения), эти зависимости будут различны для каждой линии рабочих режимов (ЛРР).

Для одной линии рабочих режимов значения соотношений l_{elI}/l_{el} и η_{elI}^*/η_{el}^* представлены на рис. 3.

В результате аппроксимации данных, представленных на рис. 3, были получены следующие функции:

$$\frac{l_{elI}}{l_{el}} = -10,2n_{np}^3 + 27,6n_{np}^2 + 24,5n_{np} + 8,2; \quad (3)$$

$$\frac{\eta_{elI}^*}{\eta_{el}^*} = -6,5n_{np}^3 + 18,2n_{np}^2 - 16,9n_{np} + 6,2 \quad (4)$$

и с их использованием произведен расчет характеристик частей вентилятора, работающих на различные контуры, из его суммарной характеристики.

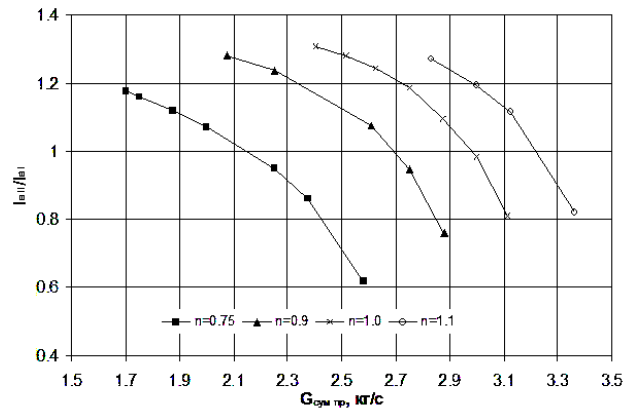


Рис. 1. Зависимость отношения работ l_{elI}/l_{el} от суммарного расхода воздуха для различных значений относительной приведенной частоты вращения

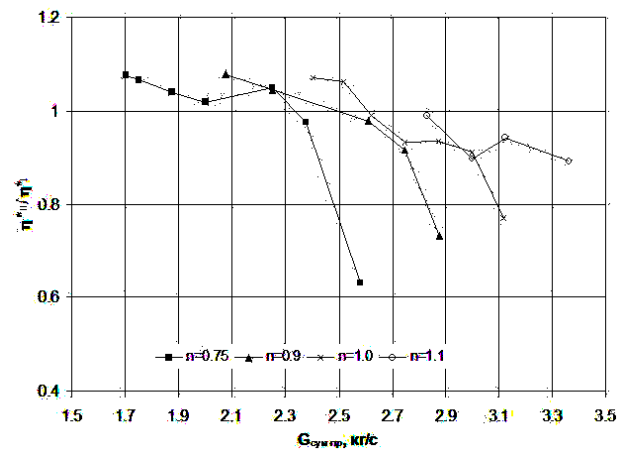


Рис. 2. Зависимость отношения η_{elI}^*/η_{el}^* от суммарного расхода воздуха для различных значений относительной приведенной частоты вращения

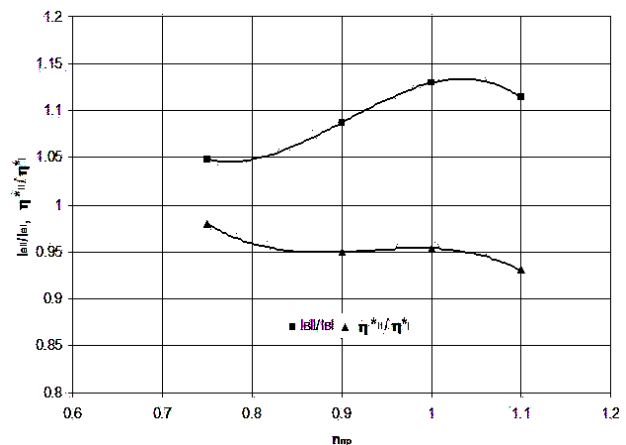


Рис. 3. Зависимость отношений от приведенной относительной частоты вращения

Полученные с помощью двумерного расчета и пересчитанные через отношения l_{elI}/l_{el} и η_{elI}^*/η_{el}^*

характеристики представлены на рис. 4, 5 в относительном виде.

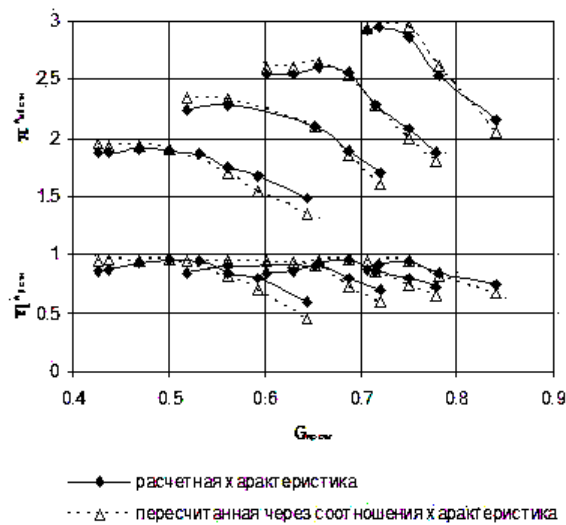


Рис. 4. Сравнение характеристик частей вентилятора, работающих на наружный контур

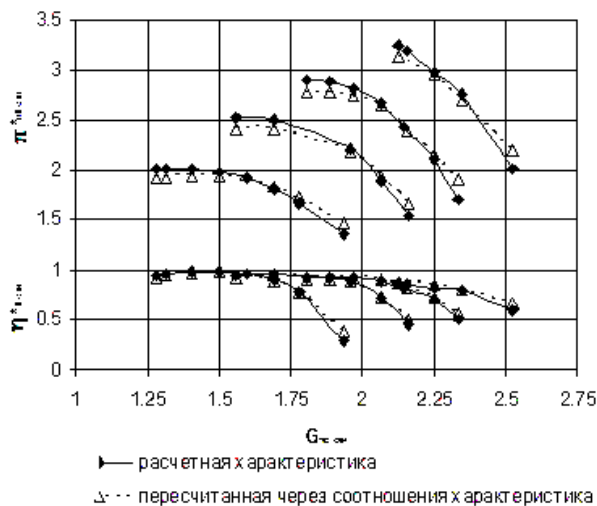


Рис. 5. Сравнение характеристик частей вентилятора, работающих на внутренний контур

Очевидно, что данные характеристики отличаются. Таким образом, данный метод применим лишь для предварительных расчетов. К тому же, определение отношений $l_{el}/l_{e\Sigma}$ и $\eta_{el}^*/\eta_{e\Sigma}^*$ является достаточно трудоемким процессом, требующим больших затрат времени.

Следовательно, для более точного расчета необходимо применять другие подходы к определению параметров потока на входе в наружный и внутренний контуры.

Таким образом, рассмотрев данный метод, можно сделать выводы:

- так как в данном методе характеристика части вентилятора, работающая на наружный контур, принимается равной суммарной характеристике вентилятора, то, очевидно, что более точные результаты будут получены для больших степеней двухконтурности; с уменьшением значений степени двухконтурности будет снижаться и точность результатов, полученных с помощью данного метода;

- область на характеристике, где данный метод дает точные результаты, существенно зависит от метода задания отношений l_{el}/l_{el} и η_{el}^*/η_{el}^* (константа, функция одной или нескольких переменных); однако, чтобы задать данные отношения как функцию от нескольких переменных, требуются большие затраты труда и времени;

- проведенные расчеты для степени двухконтурности $m = 3$ показали, что характеристика части вентилятора, работающей на наружный контур, значительно отличается от полученной с помощью двумерного расчета; таким образом, для получения более точных результатов следует не принимать в качестве характеристики наружной части вентилятора его суммарную характеристику, а производить ее пересчет либо через отношения $l_{el}/l_{e\Sigma}$ и $\eta_{el}^*/\eta_{e\Sigma}^*$, либо другим способом.

2.2. Метод разделения параметров через коэффициенты k_π и k_η . По второму методу разделение параметров внутреннего и наружного контуров производится исходя из следующих соотношений:

$$\pi_{B\Sigma}^* = \frac{G_{BI} \cdot \pi_{BI}^* + G_{BII} \cdot \pi_{BII}^*}{G_{B\Sigma}}; \quad (5)$$

$$\eta_{B\Sigma}^* = \frac{G_{BI} \cdot \eta_{BI}^* + G_{BII} \cdot \eta_{BII}^*}{G_{B\Sigma}}; \quad (6)$$

$$k_\pi = \frac{\pi_{BI}^* - 1}{\pi_{BII}^* - 1}; \quad (7)$$

$$k_{\eta} = \frac{\eta_{BI}^*}{\eta_{BII}^*}. \quad (8)$$

Значения коэффициентов k_{π} и k_{η} определяются в соответствии с полученными в расчете по высоте лопасти параметрами потока воздуха.

Очевидно, что данный метод аналогичен изложенному выше.

Главным его недостатком является то, что область на характеристике, где данный способ дает точные результаты, существенно зависит от метода задания коэффициентов k_{π} и k_{η} (константа, функция одной или нескольких переменных). Однако задание коэффициентов в виде функции от нескольких переменных является очень трудоемким.

2.3. Разделение параметров вентилятора по линиям тока. Третий способ разделения параметров заключается в определении характеристик частей вентилятора, работающих на различные контуры, по результатам двумерного расчета вентилятора по линиям тока. Разделение производится отдельно для каждой степени двухконтурности, после чего полученные характеристики необходимо аппроксимировать и заложить в математическую модель двигателя.

Основным преимуществом данного метода по сравнению с первыми двумя является то, что он позволяет точно определять параметры воздуха за вентилятором в любой точке характеристики.

Однако при проектировании нового двигателя с заранее не известной степенью двухконтурности разработчику приходится многократно производить такие трудоемкие операции, как разделение параметров, аппроксимация характеристик, а также их подключение к математической модели двигателя.

Это делает применение данного метода в практических целях весьма затруднительным.

Заключение

Рассмотрев применяемые методы разделения параметров вентилятора, можно сделать вывод о том, что необходимо производить двумерный расчет вентилятора в составе двигателя.

Такое решение позволит значительно повысить точность получаемых результатов, а также уменьшить затраты труда и времени в процессе выбора оптимальных параметров проектируемого ТРДД.

Эти преимущества достигаются с помощью исключения из процесса проектирования таких этапов, как:

- аппроксимация характеристики вентилятора;
- определение значений коэффициентов разделения параметров;
- подключение полученных зависимостей к модели двигателя.

Литература

1. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей / Под ред. С.М. Шляхтенко, В.А. Сосунова. – М.: Машиностроение, 1979. – 432 с.
2. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч. 1. – М.: Машиностроение, 1977. – 312 с.
3. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч. 2. – М.: Машиностроение, 1978. – 336 с.
4. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. Кн. 3. – М.: Машиностроение, 2005. – 461 с.

Поступила в редакцию 4.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.П. Герасименко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК 621.45 : 539.4

Б.В. ИСАКОВ, А.В. КОТОВ, Е.В. ОСИПОВ, А.А. УСАТЕНКО*ГП НПКГ "Зоря" - "Машипроект", Украина***АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИАГОНАЛЬНОГО ПЕРЕХОДНОГО ДИФФУЗОРА ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ ГТД**

В работе рассмотрены результаты экспериментальных исследований диагонального переходного диффузора осевой турбины ГТД. Исследования выполнены на модели. Условия работы узла приближены к натурным: на входе в переходник создана необходимая закрутка потока, на выходе установлен модельный сопловой аппарат последующей ступени турбины. Исследована эффективность переходника во всём диапазоне рабочих режимов. Выделены потери, вносимые установленными внутри элементами - стойками и обтекателями. На основании изученной структуры течения выработаны предложения по дальнейшим исследованиям. Результаты настоящей работы представляют интерес для разработчиков турбомашин, занимающихся проектированием и модернизацией двигателей с переходными диффузорами.

наружный обвод, внутренний обвод, стойки, обтекатели, направляющий аппарат, сопловой аппарат, препарирование модели, угол входа, коэффициент восстановления полного давления

Введение

Одним из главных требований, предъявляемых к современному газотурбинному двигателю (ГТД), является высокая экономичность. Уменьшение расхода топлива и повышение КПД двигателя достигается, в частности, модернизацией, аэродинамическим усовершенствованием отдельных узлов турбины. Для этих целей фирмами-разработчиками ГТД выполняются расчётные и экспериментальные исследования, которые позволяют определить зоны наибольших потерь в конструкции и выработать предложения по их уменьшению.

В осевых турбинах ГТД часто приходится применять переходные диффузоры между отдельными каскадами. Вместе с тем диаметральные размеры соединяемых каскадов турбины могут значительно отличаться. В этом случае переходные диффузоры могут иметь значительные внутренние потери, а также оказывать существенное влияние на потери в примыкающих каскадах [1, 2].

Особенно остро проблема повышенных потерь в переходных диффузорах присутствует в турбинах, имеющих жёсткие требования по массогабаритным характеристикам, где ограничены осевые размеры переходника.

1. Постановка проблемы

1.1. Обзор публикаций и выделение нерешённых задач. В настоящее время накоплено достаточно много информации, связанной с течением газа, изучением отрывов потока, поведением отрывных и безотрывных нестационарных пограничных слоёв [3 – 5] и др. Это позволило разработать ряд методов расчёта диффузоров, например, таких как [6 – 8]. При этом была достигнута достаточно высокая точность совпадения результатов расчёта с экспериментом.

Однако, наряду с большими положительными качествами, удобством использования, дешевизной, любые методы расчёта имеют определённые ограничения. Так, расчёт межтурбинного переходного диффузора с расположенными внутри опорными силовыми стойками и обтекателями коммуникаций не возможен с помощью одномерных расчётов и вызывает вопросы при расчётах течения в трёхмерной постановке, особенно при наличии закрутки потока на входе в диффузор [9].

Поэтому на сегодняшний день для определения аэродинамических характеристик и изучения структуры течения газового потока в аналогичных конст-

ружках актуальным является проведение экспериментальных исследований [10, 11].

1.2. Задачи данных исследований. Создание современных ГТД требует повышения экономической эффективности путём аэродинамического совершенствования их узлов, в том числе и за счёт уменьшения потерь в переходных диффузорах турбин.

Целью данной работы было определение аэродинамических характеристик и исследование течения в проточной части переходного диффузора: определение внутренних потерь в исходной конструкции, выделение потерь, вносимых установленными внутри элементами – стойками и обтекателями, определение влияния структуры течения на выходе из переходного диффузора на потери в сопловом аппарате (СА) последующей ступени.

2. Решение проблемы

2.1. Объект исследований. Объектом исследований был диагональный переходной диффузор между турбиной низкого давления (ТНД) и силовой турбиной (СТ), служащей для выработки полезной мощности.

Приведенная скорость газового потока на входе в переходник $\lambda_{ex} = 0,376$.

Угол потока на входе в переходник соответствует углу выхода из ТНД и составляет $15 \div 22^\circ$ от оси турбины (или $75 \div 68^\circ$ от фронта решётки).

Основные геометрические характеристики:

- степень диффузорности $n = F_{вых} / F_{ex} = 2,1$;
- относительная длина $\bar{L} = L / D_{ex} = 1,08$;
- относительный втулочный диаметр на входе

$$\bar{d} = d_{ex} / D_{ex} = 0,77.$$

Здесь $F_{ex}, F_{вых}$ – кольцевые площади проточной части на входе и выходе из переходника, m^2 ; d_{ex}, D_{ex} – втулочный и периферийный диаметры

на входе в переходник, m ; L – длина переходника, m ; угол раскрытия эквивалентного диффузора $\alpha_{эkv} = 29^\circ$.

В проточной части переходника расположены шесть силовых стоек опорного венца турбины низкого давления и три обтекателя, внутри которых размещены подводящие и отводящие коммуникации. При этом максимальная толщина обтекателей примерно в 4 раза больше максимальной толщины стоек.

2.2. Методика эксперимента. Для решения поставленной задачи был использован экспериментальный метод.

Экспериментальная установка. Для испытаний была спроектирована модель переходника с коэффициентом моделирования по линейным размерам $K_L = 4,2$ (рис. 1). Исходя из неосевого выхода потока из ТНД, на входе в модель переходника установлены лопатки направляющего аппарата (НА).

Для проведения полноценного эксперимента, учитывающего подпор переходника последующей ступенью [1], на выходе из него был установлен модельный СА первой ступени СТ. Одновременно с повышением качества эксперимента это позволило оценить влияние течения в переходнике на поле полного давления за СА.

Необходимо отметить, что в силу небольших размеров, по сравнению с натурным, СА несколько упрощён: лопатка имеет постоянное сечение по высоте и закреплена консольно сверху. В связи с этим, при анализе течения за СА, следует ориентироваться не на абсолютные параметры, а на тенденцию их изменения и относительное сопоставление.

Препарирование модели и измеряемые параметры. Препарирование выполнено согласно [12]. На входе в модель (сечение 0-0 рис. 1) измерялось полное давление и полная температура в ресивере.

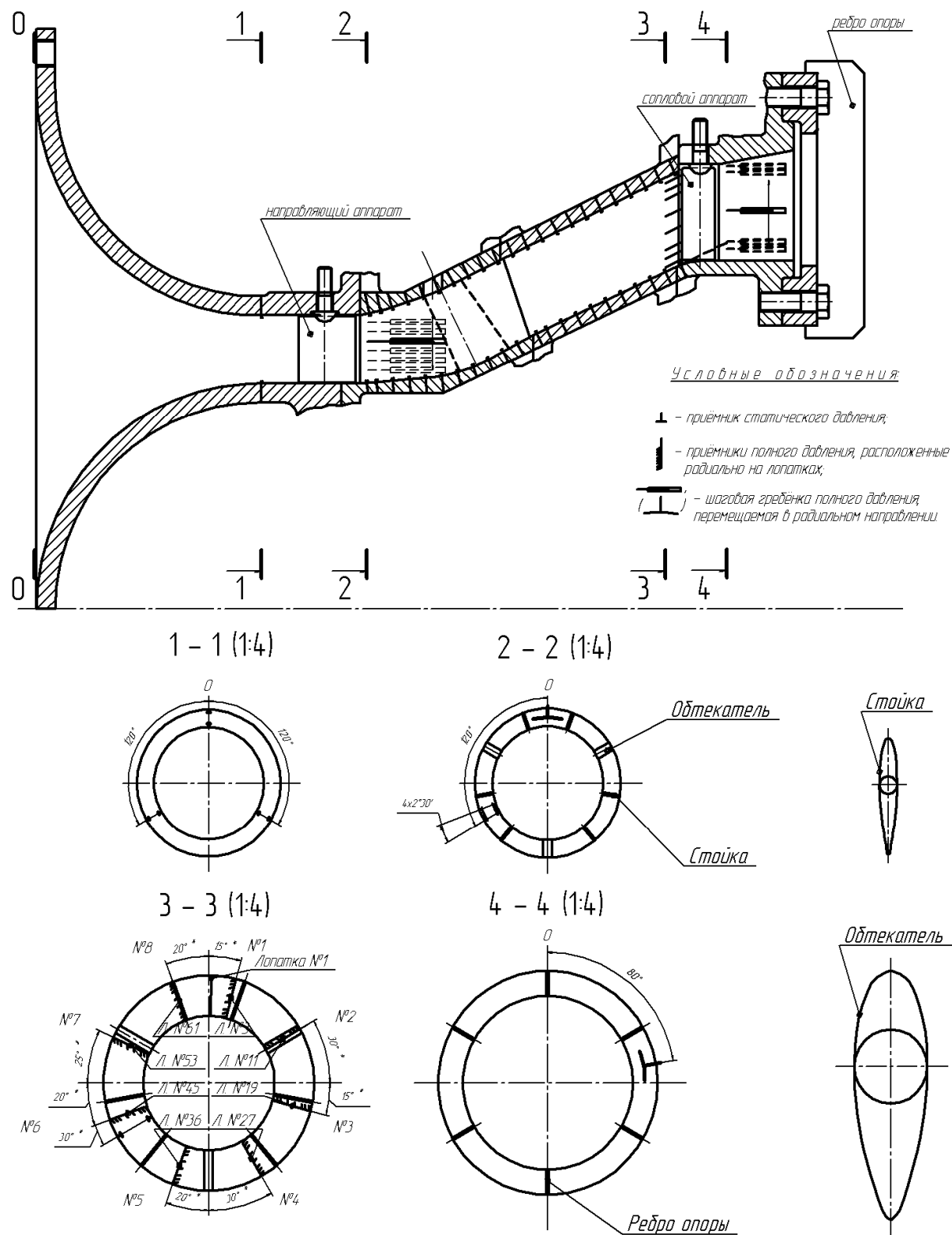


Рис. 1. Экспериментальная установка и схема препарирования

В сечении 1-1 перед НА измерялось статическое давление на внутреннем и наружном обводах.

В сечении 2-2 на входе в переходник измерялось статическое давление на обводах и поле полного да-

вления по высоте проточной части с помощью шаговой гребёнки.

Между сечениями 2-2 и 3-3 на обводах переходника измерялось поле статического давления.

В сечении 3-3 на выходе из переходника измерялось поле полного давления. Приёмники полного давления размещались радиально на восьми лопатках, расположенных по окружности.

В сечении 4-4 за СА измерялось поле полного давления по высоте проточной части с помощью шаговой гребёнки.

На входе (сечение 2-2) и выходе из переходника (сечение 3-3) с помощью аэродинамического угломера измерялись углы потока по высоте проточной части: в сечении 2-2 – на одном радиальном направлении, в сечении 3-3 – на двух (в ядре потока и в следе от стойки).

Общее количество приёмников статического и полного давлений составило 149 штук. Испытания проводились на аэродинамической трубе открытого типа по схеме на наддув.

Обработка экспериментальных данных. Параметром, определяющим режим испытаний, была приведенная скорость потока на входе в переходник λ_2 . По ней согласовывались режимы работы модельного переходника с натурным.

Приведенная скорость λ_2 определялась по известной приведенной плотности потока $q(\lambda_2)$, рассчитываемой по формуле

$$q(\lambda_2) = \frac{G \cdot \sqrt{T_2^*}}{P_2^* \cdot F_K \cdot m_M \cdot \sin \alpha_2}, \quad (1)$$

где G – расход воздуха через модель, кг/с;

T_2^* , P_2^* – абсолютная температура и абсолютное полное давление на входе в модель, К, Па;

F_K – кольцевая площадь проточной части на входе в модель, м²;

$m_M = 0,0404 \text{ (кг·К/Дж)}^{0,5}$ – коэффициент, учитывающий теплофизические свойства модельного рабочего тела (воздух);

α_2 – угол выхода потока из лопаток НА, градус.

При обработке данных выделено три участка модели: участок 0-2 – входное устройство с НА, уча-

сток 2-3 – непосредственно переходник, участок 0-4 – модель целиком. На каждом участке определены потери, характеризуемые коэффициентом восстановления полного давления σ или относительными потерями полного давления $\Delta \bar{P}$:

$$\sigma_{0-2} = P_2^* / P_0^*, \quad (2)$$

$$\sigma_{2-3} = P_3^* / (P_0^* \cdot \sigma_{0-2}), \quad (3)$$

$$\sigma_{0-4} = P_4^* / P_0^*, \quad (4)$$

$$\Delta \bar{P} = (1 - \sigma) \cdot 100\%, \quad (5)$$

где P_0^* , P_3^* , P_4^* – соответственно полные давления на входе в модель, на выходе из переходника и на выходе из СА, Па.

Относительное статическое давление вдоль наружного и внутреннего обводов переходника (на участке от сечения 2-2 до сечения 3-3) определялось из соотношения

$$\bar{P}_i = \frac{P_i}{P_0^*}, \quad (6)$$

где P_i – текущее абсолютное статическое давление на обводе, Па.

2.3. Результаты исследований. В начале экспериментальных исследований определён действительный угол потока α_2 на входе в переходник (сечение 2-2 на рис. 1), который обеспечивают лопатки НА.

Испытания выполнены на режимах, близких к номинальному режиму работы ГТД. При этом приведенная скорость на входе в переходник составила $\lambda_2 = 0,37 \dots 0,38$.

Изменение угла потока по высоте проточной части на входе в переходник (сечение 2-2) приведено на рис. 2.

Из рисунка видно, что угол потока на входе в переходник изменяется по высоте проточной части в диапазоне от 17 до 23° с забросом у корня до 32°, что объясняется наличием радиального зазора у корня лопатки НА модели.

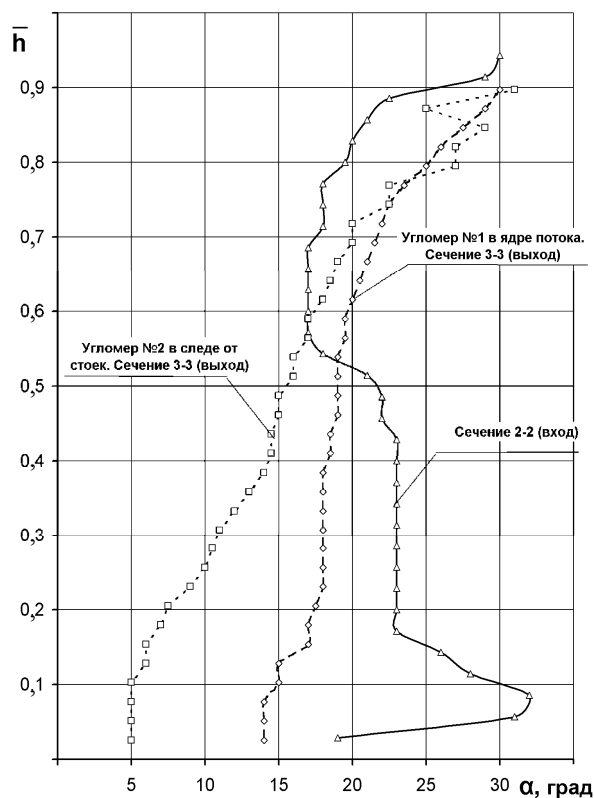


Рис. 2. Изменение угла потока по высоте проточной части на входе (сечение 2-2) и выходе из переходника (сечение 3-3) на режиме $\lambda_2 = 0,37 \dots 0,38$

Характер кривой на высоте $\bar{h} \approx 0,5 \div 0,9$ вызван более разреженной решёткой НА в верхних сечениях и частичным влиянием на измерения следов лопатки.

Выполнены измерения углов потока на выходе из переходника (сечение 3-3). Углы потока измерены по высоте проточной части между стойками и в следе за одной из стоек. Из рисунка видно, что между стойками угол по высоте канала изменяется от 14° у корня до 30° на периферии.

В следе от стойки угол изменяется от 5° у корня до 31° на периферии. Это свидетельствует о частичном спрямлении потока стойками и обтекателями. Причём наибольшее спрямление потока зафиксировано у корня и отсутствие спрямления зафиксировано на периферии.

Такая тенденция может быть обусловлена диагональной формой переходника, имеющего большой угол наклона проточной части.

Исследовались три варианта конструкции переходника (участок 2-3), отличающихся друг от друга набором стоек и обтекателей внутри проточной части. Обводы самого переходника при этом не менялись.

Таким образом, определены потери в исходной конструкции и выделены потери, вносимые в переходник установленными внутри стойками и обтекателями.

На рис. 3, а и 3, б приведены потери (коэффициент восстановления полного давления σ_{2-3} и относительные потери полного давления $\Delta \bar{P}_{2-3}$) в зависимости от режима для трёх вариантов конструкции переходника.

Потери на номинальном режиме $\lambda_2 = 0,376$ для этих вариантов представлены в табл. 1. Отсюда следует, что относительные потери полного давления, вносимые стойками и обтекателями, составляют 0,50 %, причём большую долю – 0,35 % вносят обтекатели.

Таблица 1

Потери на номинальном режиме

Описание конструкции	Исходная конструкция	Обтекатели заменены стойками	Обтекатели и стойки отсутствуют
σ_{2-3}	0,9790	0,9825	0,9840
$\Delta \bar{P}_{2-3}, \%$	2,10	1,75	1,60

В данном случае поиск резервов уменьшения потерь возможен за счёт изменения геометрии самих обводов переходника при сохранении его длины, определяющей массогабаритные характеристики двигателя.

Целесообразно также исследовать конструкцию переходника с обтекателями, установленными под угол натекания потока $i \approx 5^\circ \div 7^\circ$ [14].

Для трёх вышеупомянутых вариантов конструкции исследовано распределение поля статического давления вдоль обводов переходника (участок 2-3).

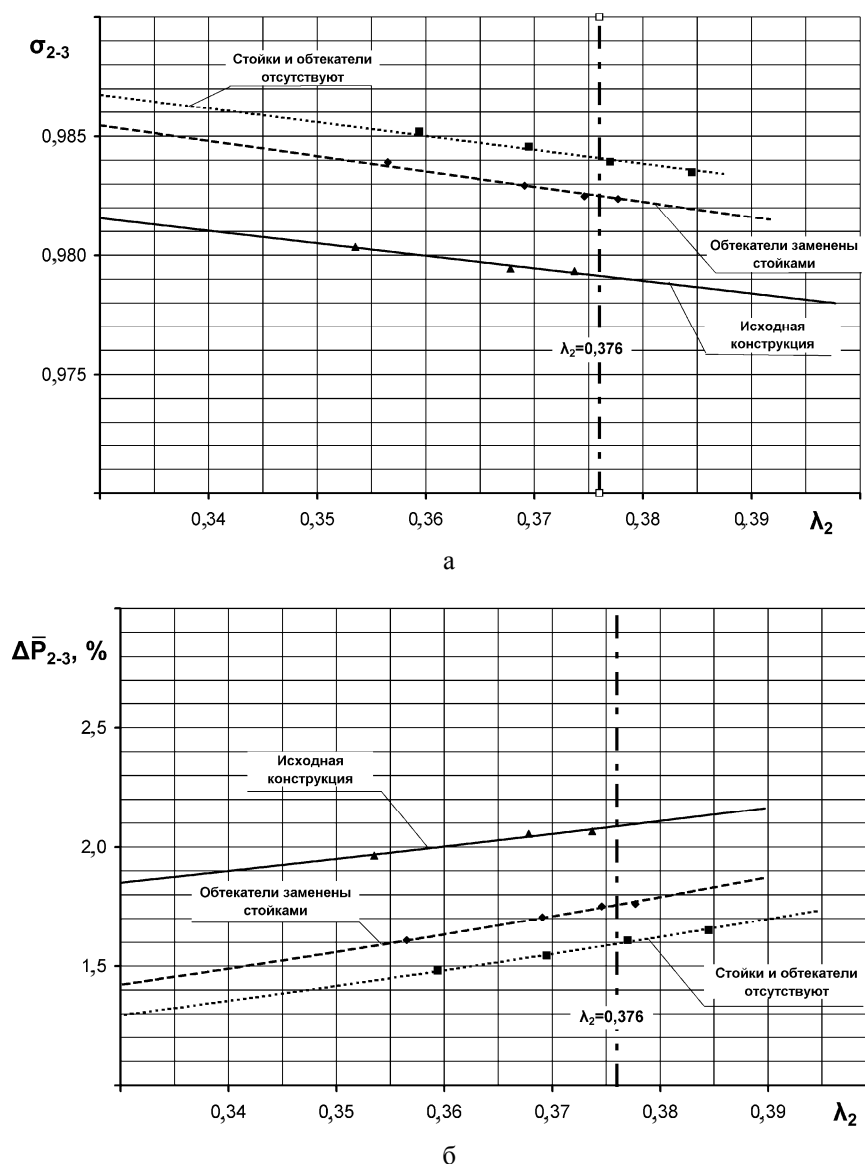


Рис. 3. Изменение потерь в переходнике (участок 2-3) для трёх вариантов конструкции в зависимости от режима: а – коэффициент восстановления полного давления; б – относительные потери полного давления

Испытания выполнены на режимах, близких к номинальному режиму работы ГТД. Относительное статическое давление вдоль обводов $\bar{P}_i$ представлено на рис. 4, а и 4, б, соответственно, для наружного и внутреннего обводов.

Из рис. 4, а видно, что на наружном обводе статическое давление монотонно увеличивается от входа к выходу. На внутреннем обводе (рис. 4, б) характер распределения давления иной: на 1/3 длины переходника статическое давление интенсивно нарастает, затем резко падает и далее носит плавный характер, монотонно увеличиваясь к выходу.

Данная тенденция распределения давления на внутреннем обводе присутствует во всех трёх вариантах конструкции переходника, в том числе в варианте, где стойки и обтекатели внутри канала отсутствуют. Это свидетельствует о том, что явление вызвано геометрией самих обводов переходника. Причиной такого распределения давления мог послужить довольно резкий изгиб внутреннего обвода переходника (рис. 1). Представляется целесообразным в дальнейших исследованиях изучить течение в этой области более детально, добиться плавного распределения статического давления вдоль внутреннего обвода.

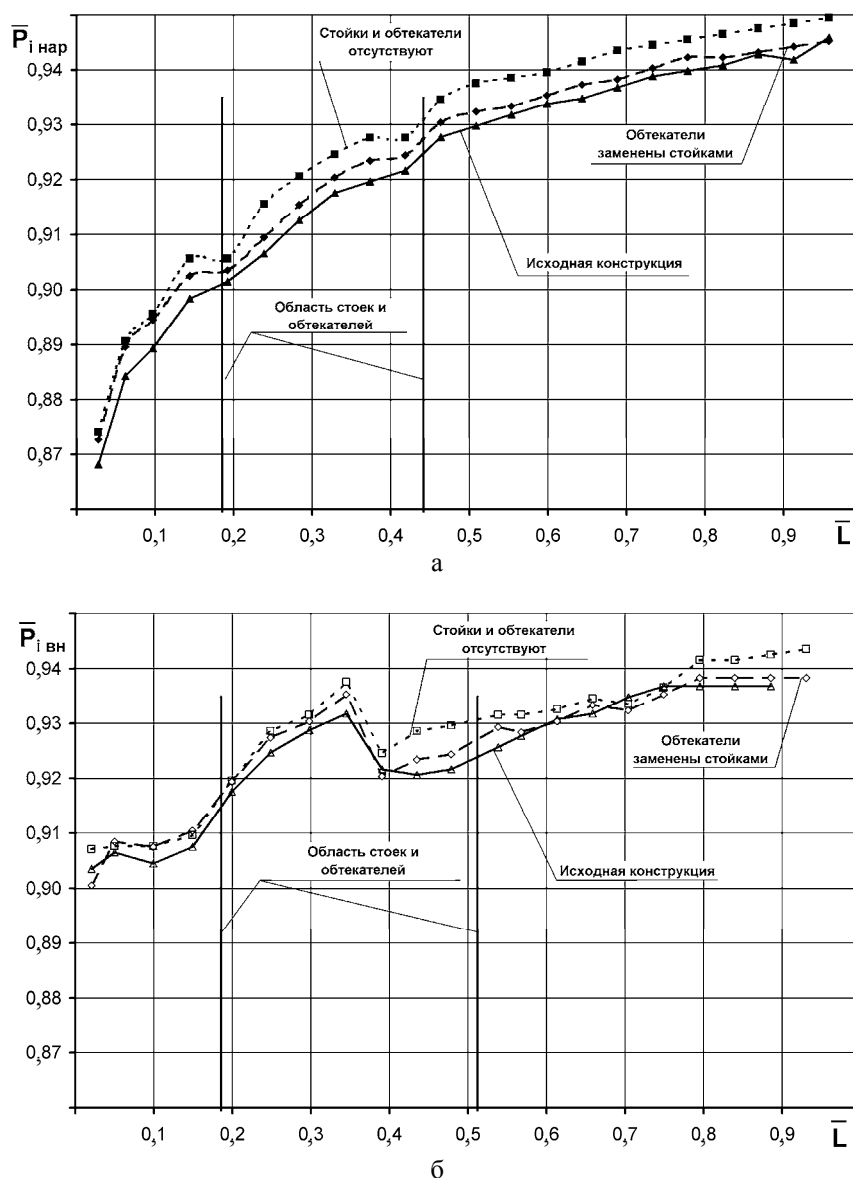


Рис. 4. Изменение поля относительного статического давления вдоль обводов переходника (участок 2-3) на режиме $\lambda_2 = 0,37 \dots 0,38$ для трёх вариантов конструкции:
а – наружный обвод; б – внутренний обвод

На рис. 5 представлено изменение коэффициента восстановления полного давления всей модели σ_{0-4} по высоте проточной части. Режимы испытаний близки к номинальному режиму работы ГТД. По рисунку можно анализировать поле полного давления за СА (сечение 4-4 на рис. 1). В силу оговоренных выше особенностей конструкции СА, ориентироваться нужно на качественную картину поля полного давления за СА, а не на количественные показатели. Из рисунка видно, что характер распределения давлений всех вариантов одинаков. Наибольшее

полное давление зафиксировано в средних сечениях лопатки $\bar{h} \approx 0,5 \div 0,6$. От средних сечений к периферийным и корневым полное давление уменьшается, при этом в корневых сечениях полное давление уменьшается более интенсивно.

Такое изменение полного давления за СА можно объяснить следующим. В периферийных сечениях СА давление уменьшается в силу возможного отрыва потока на верхнем обводе переходника и в силу повышенных положительных углов атаки на лопатки, увеличивающихся от 17° до 30° от середины к пе-

риферии (рис. 2). В корневых сечениях СА сильное понижение давления можно объяснить влиянием на течение геометрии переходника. Из-за ограничений длины переходника его внутренний обвод с нижней полкой СА образуют излом (рис. 1), что приводит к отрыву потока в корневых сечениях СА и ухудшению их аэродинамических характеристик. В меньшей мере на потери в корневых сечениях СА оказывают влияние углы натекания потока.

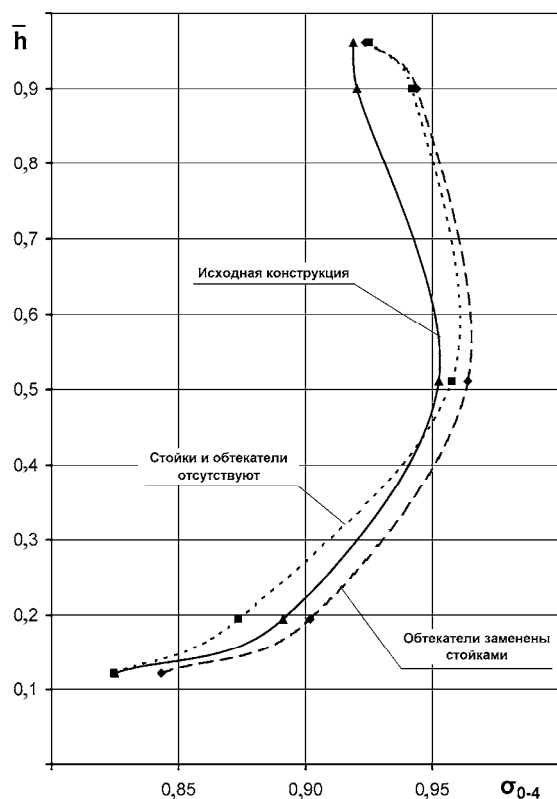


Рис. 5. Изменение коэффициента восстановления полного давления всей модели (участок 0-4) по высоте проточной части на режиме $\lambda_2 = 0,37 \dots 0,38$

Они уменьшаются от среднего сечения лопатки к корню с 17 до 10° (рис. 2). Согласно полученным результатам, целесообразно провести исследования переходника с иной формой нижнего обвода.

Анализируя испытанные варианты, можно установить следующее. В варианте переходника, где обтекатели заменены стойками, полное давление по всей высоте СА выше, по сравнению с исходной конструкцией (рис. 5), и потери меньше. В варианте переходника, где стойки и обтекатели отсутствуют,

полное давление по высоте СА, по сравнению с исходной конструкцией, изменяется по-разному (рис. 5). В периферийных сечениях СА полное давление выше, что закономерно, а в корневых ниже. Пониженное полное давление в нижней части СА может быть вызвано отсутствием спрямления потока стойками и обтекателями и наличием, в связи с этим, больших положительных углов атаки на сопловые лопатки, что приводит к увеличению потерь. Такое объяснение может быть подтверждено характером изменения углов в следе от стоек и в ядре потока по высоте проточной части на выходе из переходника (рис. 2). Из рисунка видно, что сильнее всего поток спрямляется у корня и практически не спрямляется на периферии. Спрявление потока в корне на высоте $\bar{h} \approx 0 \div 0,2$ составляет 10° . На высоте $\bar{h} \approx 0,2 \div 0,5$ спрявление уменьшается с 10° до 4° . Соответственно на эти же величины углов уменьшаются положительные углы атаки на сопловых лопатках, а следовательно, уменьшаются и потери в них. Исходя из сказанного, в дальнейшем представляет большой интерес исследовать СА, подстроенный под углы выхода потока из переходника.

Заключение

В настоящей работе представлены экспериментальные исследования переходного диффузора турбины ГТД. Исследования показали, что относительные потери полного давления в переходнике исходной конструкции составляют $\Delta \bar{P} = 2,1\%$. Из них потери, вносимые расположенными внутри переходника стойками и обтекателями, составляют $\Delta \bar{P} = 0,50\%$. Доля потерь, вносимых обтекателями, составляет $\Delta \bar{P} = 0,35\%$, стойками – $\Delta \bar{P} = 0,15\%$.

Исследовано течение внутри переходника и изучено его влияние на течение в СА последующей ступени, что позволило выработать предложения по дальнейшим направлениям работ.

Дальнейшие исследования будут направлены на уменьшение потерь в переходнике, а также уменьшение потерь в последующей ступени СТ. Для этого предлагается исследовать переходник с различной геометрией обводов проточной части. Также целесообразно исследовать переходник с обтекателями, установленными под небольшой угол натекания потока $i \approx 5^\circ \div 7^\circ$.

Авторы выражают благодарность доктору технических наук, профессору В.П. Герасименко за полезное обсуждение работы.

Литература

1. Гоголев И.Г., Дроконов А.М. Аэродинамические характеристики ступеней и патрубков тепловых турбин. – Брянск: Грани, 1995. – 258 с.
2. Аэродинамическое усовершенствование проточной части турбины ГТД на основе расчётов трёхмерного вязкого течения. Ч. 2. Переходный диффузор и ступень силовой турбины / А.В. Русанов, С.В. Ершов, Б.В. Исаков, В.Е. Спицын, А.А. Усатенко // *Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн.* – 2004. – № 8. – С. 46-50.
3. Чжен П. Отрывные течения. Т.1. – М.: Мир, 1972. – 300 с.
4. Симпсон Р.Л. Обзор некоторых явлений, возникающих при отрыве турбулентного потока // *Тр. америк. общества инженеров механиков. Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1981. – № 4. – С. 131-149.
5. Телионис Д.П. Отрывные и безотрывные нестационарные пограничные слои. Обзор // *Тр. америк. общества инженеров механиков. Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1979. – № 1. – С. 142-161.
6. Строн Р.К., Клайн С.Дж. Метод расчёта плоских и осесимметричных диффузоров, основанный на определении запаса по отрыву // *Тр. америк. общества инженеров механиков. Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1983. – № 1. – С. 115-121.
7. Хокенсон Г. Расчёт оптимальных диффузоров обратным методом и его экспериментальное подтверждение // *Тр. америк. общества инженеров механиков. Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1979. – № 4. – С. 186-191.
8. Харша П.Т., Глассман Х.Н. Анализ турбулентного безотрывного течения в дозвуковых диффузорах // *Тр. америк. общества инженеров механиков. Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1976. – № 2. – С. 287-289.
9. Поляков И.В., Ремизов А.Е. Анализ параметров течения в межтурбинном переходном канале с использованием численного моделирования // *Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн.* – 2006. – № 7. – С. 25-29.
10. Экспериментальное исследование двухступенчатого турбинного отсека с переходным патрубком между ступенями / И.Г. Гоголев, Р.В. Кузьмичёв, А.М. Дроконов А.А. Кочегаров // *Теплоэнергетика.* – 1984. – № 7. – С. 62-64.
11. Шерстюк А.Н., Соколов А.И., Чижов В.В. Исследование аэродинамики переходных патрубков прямоточных ГТУ на базе турбореактивных двигателей // *Теплоэнергетика.* – 1980. – № 3. – С. 38-40.
12. Измерение воздушных потоков // *Промышленная аэродинамика.* – 1960. – № 19. – 176 с.
13. Воздухоприёмные и газоотводные устройства судовых газотурбинных установок / Ю.А. Бордовицын, А.А. Вимба, Н.Я. Матусевич, С.И. Нахамкин. – Л.: Судостроение, 1969. – 168 с.
14. Особенности обтекания опорного венца кольцевого диффузора ГТД при входной закрутке потока / В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев, Б.В. Исаков, В.Т. Федан // *Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование.* – 2005. – № 8. – С. 31-38.

Поступила в редакцию 30.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Д. Борисенко, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.

УДК 629.7.025.20

П.Г. ХОРОЛЬСКИЙ*НИИ энергетики Днепропетровского национального университета, Украина***ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УГЛА АТАКИ
ПО ДАННЫМ ИНЕРЦИАЛЬНЫХ НАВИГАЦИОННЫХ СИСТЕМ**

Представлена методика априорного оценивания точности определения угла атаки (УА) по данным инерциальных навигационных систем (ИНС). Приведены примеры ее использования применительно к метеорологической ракете МР 12 и гипотетической баллистической ракете дальнего действия. Показано, что максимальная погрешность определения УА по данным ИНС определяется в основном соотношением величин скорости ветра (СВ) и скорости летательного аппарата (ЛА).

угол атаки, скорость, инерциальная навигационная система, измеритель, точность, скорость ветра, ракета, ошибка, погрешность, априорная оценка

Введение

Измерения угла атаки широко используются на ЛА разного назначения, имеющих атмосферный участок полета. Проблема его определения пока еще не нашла своего окончательного решения, в частности, из-за неприемлемо малой точности [1].

1. Формулирование проблемы

Проведение дальнейших исследований по разработке измерителей угла атаки с целью достижения требуемых характеристик определяет потребность в методологии априорного оценивания точности измерений УА измерителями разного типа. Поэтому проблему можно сформулировать как необходимость разработки достаточно простой, применимой на этапе предпроектных разработок, методологии априорного оценивания точности измерителей УА различных типов. Причем такая методология должна быть понятной и доступной не профильным в данной области специалистам-проектировщикам летательных аппаратов.

Обзор публикаций на рассматриваемую тему показал, что основное внимание уделено априорным оценкам суммарной точности ЛА (см., например, [2, 3]) и практически не касается рассматриваемой проблемы. Поэтому вопросы априорного оценивания угла атаки измерителями разного рода еще ждут своего освещения.

1.1. Общие соотношения. Величина угла атаки выражается так:

$$\alpha = \arccos(\bar{x}_1^0, \bar{V}_B / |\bar{V}_B|), \quad (1)$$

где $\bar{x}_1^0$ – ориентация (вектор направляющих косинусов) продольной оси (ПО) летательного аппарата в некоторой системе координат (СК); $\bar{V}_B$ – вектор воздушной скорости (скорости относительно воздуха) в той же системе координат.

Отсюда погрешность определения УА определяется ошибками определения ориентации $\bar{x}_1^0$ и $\bar{V}_B$.

Вектор скорости ЛА $\bar{V}$ равен сумме $\bar{V}_B$ и вектора скорости ветра $\bar{W}$.

1.2. Постановка задачи. Целью работы является определение потенциальной точности определения УА по данным инерциальных навигационных систем, что можно сделать на основе априорных оценок.

Очевидно, что ошибка определения ориентации продольной оси летательного аппарата с точностью до величин изменения ошибок его навигационной системы, ее привязки к строительным осям конкретного изделия и изменениям его формы является постоянной и в первом приближении не зависит от направления и скорости движения воздуха. Она не является принципиальной причиной ухудшения из-

мерений и, кроме того, очень мала и потому может быть исключена из дальнейшего рассмотрения.

2. Решение проблемы

Рассмотрим случай движения управляемого летательного аппарата без прямого измерения угла атаки. Допустим, на его борту есть навигационная система, позволяющая определять его вектор скорости $\vec{V}$, а также ориентацию ПО $\vec{x}_1^0$ в некоторой системе координат. Это возможно при измерении полного вектора кажущегося ускорения или навигационных определений по навигационным полям, например, с помощью аппаратуры спутниковой навигации GPS. При этом отсутствует измерение $\vec{W}$ по высоте полета. Тогда вместо $\vec{V}_B$ в (1) подставляют $\vec{V}$, что приводит к ошибке из-за того, что не учитывается $\vec{W}$. Это методическая ошибка. Ошибка же измерения величины $\vec{V}$ пренебрежимо мала.

Очевидно, что искомая погрешность УА δ максимальна, если $\vec{W}$ и $\vec{V}$ перпендикулярны. Она определяется следующим образом:

$$\delta = \arcsin \frac{W}{\sqrt{V^2 + W^2}}. \quad (2)$$

Если $W \ll V$, то

$$\delta \approx \frac{W}{\sqrt{V^2 + W^2}} \approx \frac{W}{V}. \quad (3)$$

Из (3) следует, что погрешность измерения УА растет с уменьшением скорости полета ЛА до сопоставимых значений $\vec{W}$ и $\vec{V}$, а особенно при $W \geq V$.

Ошибку определения угла атаки вычислим с использованием данных о пространственном и временном распределениях характеристик ветра, приведенных в стандарте [4]. Он содержит для северного полушария значения средних зональной и меридиональной составляющих результирующего вектора скорости ветра для высот до 30 км, его среднее квадратическое отклонение σ_w и максимальную скорость $w_{\max}$, наблюдаемую один раз в десять лет.

Судя по данным, в документе представлены значения для горизонтальной составляющей скорости ветра.

Ниже получены оценки для двух типов ракет:

- метеорологической МР-12, осуществляющей практически вертикальный полет, для которой зависимость скорости от высоты получена из [5];
- гипотетической баллистической ракеты дальнего действия, траекторные данные которой приведены в [6].

Ниже представлены методические ошибки измерения рассматриваемого угла для двух указанных случаев.

Что же касается инструментальных погрешностей, то в настоящее время наибольшую точность навигации обеспечивают упомянутые спутниковые навигационные системы. Поэтому точность ИНС будет не лучше данных, полученных с помощью GPS. При этом, например, среднее квадратическое отклонение (σ) погрешности измерения вектора скорости δV аппаратурой GPS составляет порядка 5 см/с [7]. Соответствующая ей погрешность УА обозначена $\delta(\delta v)$.

В табл. 1 приведены оцененные по формулам (2), (3) предельные (3σ) значения случайных отклонений погрешности УА $\delta^{3\sigma_w}$ для ракеты МР-12, соответствующие отклонениям скорости ветра на заданной высоте для января месяца в диапазоне широт $40...60^\circ$ с.ш., и максимальные значения $\delta^{w_{\max}}$, соответствующие $w_{\max}$, а также $\delta(\delta v)$.

Таблица 1

Погрешности определения угла атаки ракеты МР-12 по данным ИНС и GPS

H , км	V , м/с	$\delta^{3\sigma_w}$, град	$\delta^{w_{\max}}$, град	$\delta(\delta v)$, град
0	0	90,00	90,00	90,00
5	834	2,29	6,63	0,01
10	1205	2,68	4,65	0,01
15	1608	1,28	3,24	0,01
20	1782	0,69	2,02	0,00
25	1765	0,73	2,34	0,00
30	1752	0,40	0,40	0,00

Отличия геопотенциальных высот в [4] от геометрических пренебрегались.

Аналогичные данные применительно к баллистической ракете приведены в табл. 2. Здесь учтен также наклон вектора скорости ракеты к местному горизонту для угла входа θ в атмосферу - 30° . В этом случае погрешность равна:

$$\delta_\theta = \delta(\theta) = \arcsin(W \cdot \sin \theta / \sqrt{V^2 + W^2 + 2 \cdot V \cdot W \cdot \sin \theta}), \quad (4)$$

а величина W соответствует верхним индексам, как в табл. 1.

Таблица 2

Погрешности определения угла атаки баллистической ракеты по данным ИНС и GPS

H , м	V , м/с	$\delta_\theta^{3\sigma_w}$, град	$\delta_\theta^{w_{\max}}$, град	$\delta^{3\sigma_w}$, град	$\delta^{w_{\max}}$, град	$\delta(\delta v)$, град
0	0	90,0	90,00	90,00	90,00	90,00
1040	111	14,8	14,82	17,63	17,63	0,08
4570	277	7,3	12,42	10,09	18,58	0,03
10730	509	5,2	8,78	7,09	11,06	0,02
19250	870	1,6	3,14	2,97	5,92	0,01
30280	1401	1,0	0,98	1,96	1,96	0,01
43980	1986	0,2	0,20	0,71	0,70	0,00

Заключение

Погрешность оценки УА по данным ИНС равна сумме ошибок определения ориентации продольной оси летательного аппарата и определения его вектора скорости (в первую очередь – ориентации) в рассматриваемой системе координат, а также соотношением величин проекции вектора скорости ветра на нормаль к вектору скорости аппарата в плоскости, проходящей через эти вектора. При постоянных значениях первых двух ошибок максимальная погрешность определяется соотношением величин скорости ветра и скорости летательного аппарата. Поэтому потенциальная точность определения УА растет с ростом скорости полета и уменьшением максимальных скоростей ветра.

Влияние ошибок определения ориентации продольной оси изделия и его вектора скорости возрастает с ростом величины последней. Влияние ошибки определения величины вектора скорости летательного аппарата существенно при старте и падает с ее ростом. Кроме того, чем меньше угол между векто-

рами скорости ветра и аппарата, тем точность определения УА выше.

В дальнейших исследованиях необходимо оценить погрешности измерителей УА других типов.

Литература

1. Динеев В.Г., Колоезный А.Э., Колоезный Э.А. Оптимизация изделий ракетно-космической техники на основе совместного исследования процессов управления движением проектируемых объектов и нагружения их конструкций на атмосферном участке траекторий // Космонавтика и ракетостроение. – 1997. – № 10. – С. 76-87.
2. Методология и результаты анализа точности выведения космических аппаратов ракетой-носителем «Зенит» / В.В. Брикер, В.С. Литвинов, А.А. Негода, А.В. Новиков // Космічна наука і технологія. – 1996. – № 3-4. – С. 66-69.
3. Костров А.В., Ситарский Ю.С. Рассеивание управляемых баллистических ракет. – М.: Машиностроение, 1977. – 304 с.
4. ГОСТ 25645.115-84. Атмосфера Земли верхняя. Модель плотности для баллистического обеспечения полетов искусственных спутников Земли. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 24 с.
5. Дронь Н.М. Угловая стабилизация вращающихся летательных аппаратов: Монографія. – Дніпропетровськ: ДДУ, 1996. – 186 с.
6. Герасюта Н.Ф., Новиков В.В., Белецкая Н.Г. Динамика полета. Основные задачи динамического проектирования ракет. – Днепропетровск: ГКБ "Южное", НПЦ "ЭКОСИ-Гидрофизика", 1998. – 366 с.
7. Ефимов С.К., Несторович А.Г., Яковенко А.И. Аппаратура спутниковой навигации КА «Січ-1М» и «Микроспутник» // Космічна наука і технологія. – 2001. – Т. 7, № 4. – С. 114-116.

Поступила в редакцию 26.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В. В. Авдеев, Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск.

УДК 621.452.3.037.026.8 : 539.4

О.Б. БАЛАКШИН¹, Б.Г. КУХАРЕНКО¹, А.А. ХОРИКОВ²¹*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Россия*²*Центральный институт авиационного машиностроения им. П.И. Баранова, Россия*

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ФЛАТТЕРЕ ЛОПАТОК С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА ПРОНИ

Показано, что для нестационарных колебаний с относительно стабильным спектром собственных частот роль информативных параметров, определяющих временную эволюцию этих колебаний, могут играть демпфирования на этих частотах. Собственные частоты нестационарных колебаний и их локальные во времени демпфирования могут быть оценены по методу Прони. Изменение знака и величины демпфирования на собственной частоте означает изменение роли этой частотной составляющей нестационарного колебания и позволяет предсказывать его неустойчивость.

флаттер, нестационарные колебания, временные ряды, спектральный анализ, метод Прони, собственные частоты, демпфирование

Введение

Для исследования динамических процессов при флаттере лопаток обычно используется преобразование Фурье. При этом должны выполняться условия Дирихле, основным среди которых является условие стационарности процессов. Очевидно, что на этапе возникновения флаттера это условие не выполняется.

В настоящей работе анализируются записи изменения напряжений (тензометрические данные) при нестационарных колебаниях лопаток компрессора и записи пульсаций давления в воздушном потоке в процессе возникновения флаттера при увеличении числа оборотов компрессора. Фурье-анализ этих записей показывает, что они характеризуются относительно стабильным спектром частот. Однако, роль частотных составляющих колебания меняется со временем и это приводит к существенно нестационарному характеру колебаний лопаток.

1. Формулирование проблемы

Задача состоит в определении особенностей временной эволюции динамических процессов при возникновении флаттера и установлении информатив-

ных параметров, определяющих эту эволюцию. Для рассматриваемых нестационарных колебаний эта задача не может быть решена в результате анализа колебаний непосредственно во временной области, поскольку характерное изменение огибающей амплитуды колебания существует только в достаточно крупном масштабе времени. В более мелких масштабах времени эта огибающая амплитуды колебаний испытывает биения и вообще ее изменение оказывается существенно не монотонным. Поэтому для определения особенностей временной эволюции флаттера должно использоваться спектральное оценивание записей колебаний. Отмеченная выше не-изменность спектра собственных частот является важным критерием постоянства физических свойств и целостности распределенной системы. Для таких распределенных систем важную информацию об изменениях, происходящих в системе, могут предоставлять временные зависимости демпфирования на собственных частотах системы.

1.1. Общие требования к спектральному анализу. С учетом нестационарности колебаний требуется спектральный анализ, который

– может без побочных эффектов выполнять спектральное оценивание сегментов временных ря-

дов во временных окнах ограниченной продолжительности;

- использует модель нестационарного временного ряда (например, возрастающего или убывающего во временном окне);
- определяет собственный спектр частот сегмента временного ряда.
- определяет демпфирования на собственных частотах

С этой точки зрения представляет интерес возможность использования метода Прони (Prony) для определения зависящих от времени спектров демпфирования нестационарных колебаний.

В методе Прони роль априорного знания играет представление о колебательном изменении временного ряда. Однако при идентификации сходства сегментов временного ряда отсутствует ряд ограничений, свойственных Фурье-преобразованию временных рядов.

Например, в результате Фурье-преобразования временных рядов, представляющих затухающие синусоиды вида

$$Ae^{-\delta t} \cos(\omega t + \varphi),$$

получают оценки трех параметров: $A/\delta^{1/2}$ – Фурье-амплитуда; φ – фаза; ω – частота, точность определения которой зависит от величины δ .

В методе Прони используется разложение сегментов временных рядов, в результате которого для временных зависимостей вида

$$Ae^{-\delta t} \cos(\omega t + \varphi)$$

определяются все четыре независимых параметра этих временных зависимостей: A , φ , δ , ω . Обычно флаттер компрессорных лопаток описывается в рамках линейной модели.

Для сегмента временного ряда, представляющего собой сумму затухающих синусоид с произвольным соотношением между их частотами, метод Прони дает точный результат при оценке дискретных спектров частот, демпфирования, фаз и амплитуд.

2. Метод Прони

2.1. Обоснование метода Прони. Линейная инвариантная относительно времени динамическая система. Рассмотрим линейную систему, не зависящую от времени

$$\frac{dx(t)}{dt} = Ax(t) + Bu(t), \quad (1)$$

где A и B – постоянные матрицы.

Предположим, система имеет исходное состояние $x(t) = x_0$ при t_0 посредством некоторого импульсного воздействия. Если импульсное воздействие прекращается, то (1) может быть переписано как ($u(t) = 0$):

$$\frac{dx(t)}{dt} = Ax(t). \quad (2)$$

Пусть матрица A размером $L \times L$ имеет собственные числа $\lambda[l]$, правые собственные вектора p_l и левые собственные вектора $q[l]$. В (2) порядок системы представляется L . Решение (2) выражается в виде суммы L компонент:

$$x(t) = \sum_{l=1}^L (q[l]^T x_0) p[l] \exp(\lambda[l]t). \quad (3)$$

Поскольку (1) – это линейная система, мы представляем $y(t)$ в форме

$$y(t) = Cx(t) + Du(t), \quad (4)$$

где C и D – постоянные матрицы.

Если воздействие удалено, то (4) упрощается до ($u(t) = 0$):

$$y(t) = Cx(t), \quad (5)$$

которое в соответствии с (3) представляет сумму затухающих синусоид:

$$y(t) = \sum_{l=1}^M A[l] \exp(\delta[l]t) \cos(2\pi f[l]t + \varphi[l]). \quad (6)$$

В (6) используются следующие обозначения:

$A[l]$ – амплитуда компоненты l ;

$\delta[l]$ – фактор демпфирования компоненты l ;

$f[l]$ – частота компоненты l ;

$\varphi[l]$ – фаза компоненты l ;

$L = 2M$ – полное число затухающих компонент.

Используя формулу Эйлера, $\cos(2\pi f[l] t + \varphi[l])$ можно представить в виде суммы экспонент:

$$\begin{aligned} \cos(2\pi f[l] t + \varphi[l]) &= (\exp(j(2\pi f[l] t + \varphi[l])) + \\ &+ \exp(-j(2\pi f[l] t + \varphi[l]))) / 2 = \\ &\exp(2\pi f[l] t) \cdot \exp(j\varphi[l]) / 2 + \exp(-2\pi f[l] t) \cdot \exp(-j\varphi[l]) / 2. \end{aligned} \quad (7)$$

Подставим (7) в (6) и пусть $t[k] = k \Delta t$, Δt – интервал дискретизации времени.

Тогда временной ряд для $y(t)$, состоящий из N образцов $y[k] = y(t[k])$, $t[k] = k \Delta t$, $k = 0, 1, 2, \dots, N-1$ – может быть переписан как

$$y[k] = \sum_{l=1}^L r[l] z[l]^k, \quad (8)$$

где

$$r[l] = (A[l]/2) \exp(j\varphi[l]) \quad (9)$$

и

$$z[l] = \exp((\delta[l] + j2\pi f[l]) \Delta t) \quad (10)$$

называются, соответственно, вычетами и полюсами сегмента временного ряда, поскольку формула (8) подбна обратному Z-преобразованию временного ряда.

Отметим, что главными достоинствами метода Прони являются:

- возможность выделения главных энергетических составляющих колебания
- и восстановление оцифрованного колебания по формуле (8), а на основе этого – оценка точности выполненного спектрального анализа.

Полюса $z[l] = \exp(\delta[l] + j\omega[l])$, $l = [1:p]$ сегмента $\{y[k], k = [1:N]\}$ временного ряда определяют дискретные спектры демпфирования и частот $\{\delta[l], \omega[l], l = [1:p]\}$, а вычеты $r[l] = A[l] \cdot \exp(j\varphi[l])$, $l = [1:p]$ в этих полюсах – соответствующие дискретные спектры амплитуд и фаз $\{A[l], \varphi[l], l = [1:p]\}$, определенные для временного окна $t \in [0, t_N]$. Оценка временной зависимости дискретных спектров демпфирования и частот $\{\delta[l], \omega[l], l = [1:p]\}$ и соответствующих дискретных спектров амплитуд и фаз $\{A[l], \varphi[l], l = [1:p]\}$ осуществляется в результате последовательного сдвига временного окна фиксированной длины $N\Delta t$.

2.2. Оценка энергии частотных составляющих. Для оценки энергии частотных компонентов предполагается, что у всех частотных компонентов сегмента $\{y[k], k=1:N\}$ их временные зависимости затухают симметрично относительно начала отсчета времени.

Тогда спектр мощности

$$S(\omega) = \frac{2}{\pi} \left| \sum_{l=1}^p \left\{ -\frac{\alpha[l] \delta[l] \exp(j\varphi[l])}{\delta[l]^2 + (\omega[l] - \omega)^2} + \text{к.с.} \right\} \right|^2, \quad (11)$$

где $\omega[l] = 2\pi f[l]$, $l=1:p$ – круговые частоты полюсов.

Оценка для полного спектра мощности

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^N x[k]^2 &= \frac{2}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} d\omega \left| \sum_{l=1}^M \left[\frac{A[l] \delta[l] \exp(j\varphi[l])}{\delta[l]^2 + (\omega[l] - \omega)^2} \right] \right|^2 \approx \\ &\approx \frac{1}{2} \sum_{l=1}^M \left(\frac{A[l]}{\sqrt{\delta[l]}} \right)^2, \end{aligned} \quad (12)$$

так как фазы различных частотных составляющих считаются некоррелированными.

Метод Прони позволяет определить для сегмента временного ряда $\{y[k], k = 1:N\}$ его полюса (10), а на их основе спектры частот и демпфирования этого сегмента временного ряда

$$f[l] = \frac{1}{2\pi \Delta t} \text{Im}(\log(z[l]))$$

в диапазоне

$$\left[\frac{1}{N\Delta t}, \frac{1}{\Delta t} \right]$$

и

$$\delta[l] = \frac{1}{\Delta t} \text{Re}(\log(z[l])).$$

Таким образом, все в точности противоположно тому, как спектральные свойства оцениваются по методу Фурье.

Дискретное преобразование Фурье временного ряда $\{y[n], n = 1:N\}$ задает $N/2$ пар комплексно сопряженных формальных частот

$$\{f[k], k = 1:N\} = \{1/N\Delta t : 1/N\Delta t : 1/2\Delta t\},$$

для которых определяется результат Фурье преобразования $\{X[k], k = 1:N\}$ и:

$$A[k]^{def} = \text{abs}(X[k]);$$

$$\varphi[k]^{def} = \text{arg}(X[k]).$$

Спектр собственных частот временного ряда определяется в результате нахождения точек $k_1, k_2, \dots$ локальных максимумов дискретной функции $\{A[k], k=1:N\}$, т.е. частоты $f[k_1], f[k_2], \dots$ считаются собственными частотами временного ряда $\{v[n], n=1:N\}$. Если требуется, то, после определения дискретных спектров частот и демпфирования временного ряда по методу Прони, можно также определить спектры амплитуд и фаз этого временного ряда.

3. Определение параметров флаттера по тензометрическим сигналам и пульсациям потока

Из спектрального анализа тензометрических сигналов (рис. 1) следует, что в них преобладают

две частоты. При времени $t = 11 \dots 17$ с превалирует спектральная составляющая с частотой $f = 197$ Гц, что соответствует крутильной форме колебаний лопатки, а при $t = 19 \dots 25$ с превалирует спектральная составляющая с частотой $f = 81$ Гц, что соответствует изгибной форме колебаний лопатки. При этом энергия изгибных колебаний более чем на порядок превышает энергию крутильных колебаний.

Декременты колебаний указывают, что крутильные колебания возникают на $\Delta t \approx 4$ с раньше, чем изгибные, и исчезают на $\Delta t \approx 35$ с раньше, причем градиенты изменения декрементов у крутильных колебаний гораздо меньше, чем у изгибных колебаний.

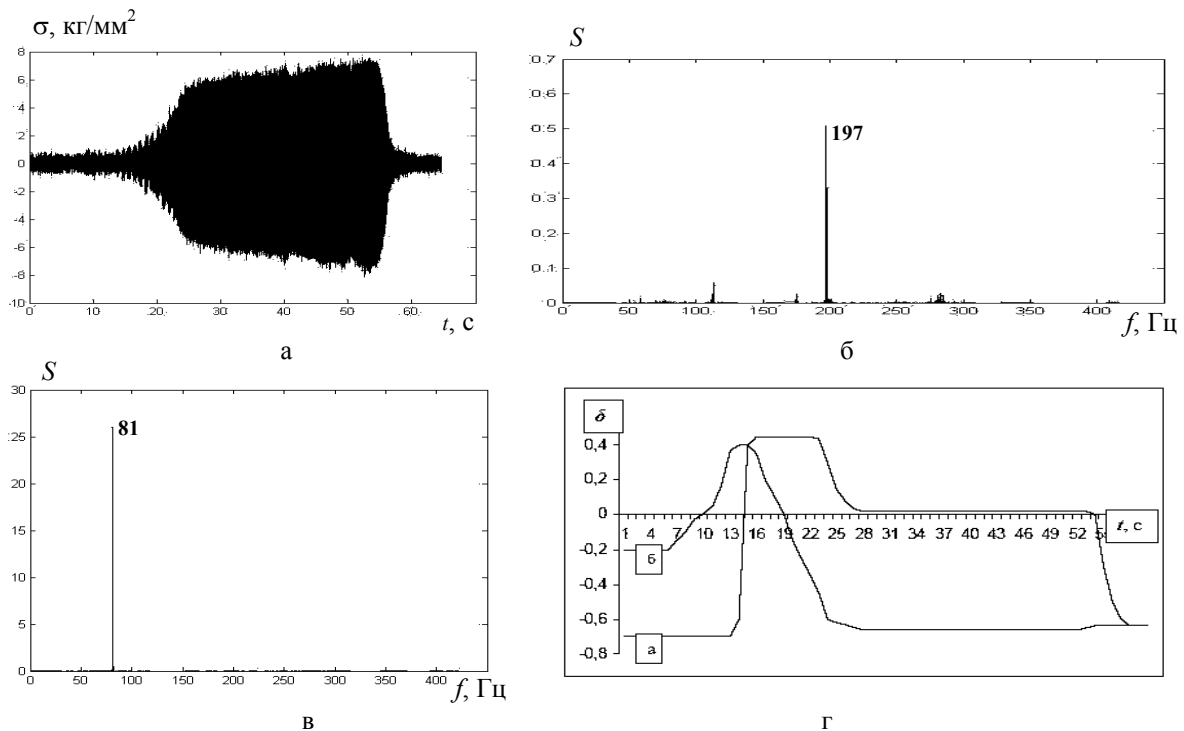


Рис. 1. Параметры флаттера по тензометрическим сигналам:

- а – зависимость напряжений от времени [3];
- б – зависимость энергии от частоты для временного интервала $\Delta t = 11 \dots 17$ с;
- в – зависимость энергии от частоты для временного интервала $\Delta t = 19 \dots 25$ с;
- г – зависимость затухания от времени для крутильной (а) и изгибной (б) форм

Спектральный анализ пульсаций потока согласно обобщенному эффекту Доплера должен был выявить диаметрально формы колебаний при флаттере с частотами $f_n = f_a + z f_p$ (z – номера диаметральных

форм. Из рис. 2 следует, что при крутильном флаттере такие диаметрально формы обнаружить трудно, а при изгибном флаттере в потоке возникают спектральные составляющие $f_n = 141, 201,$

261 Гц, чему при $f_p = 60$ Гц можно привести в соответствие диаметрально формы с $z = 1, 2, 3$ узловыми диаметрами.

Наибольшая энергия сосредоточена на форме с тремя узловыми диаметрами. Этой же форме соот-

ветствуют наибольшие значения декрементов колебаний. Однако, начинается флаттер ($\delta > 0$) по форме с одним узловым диаметром, что точно соответствует времени возникновения изгибного флаттера при $t \approx 14$ с по тензодатчику.

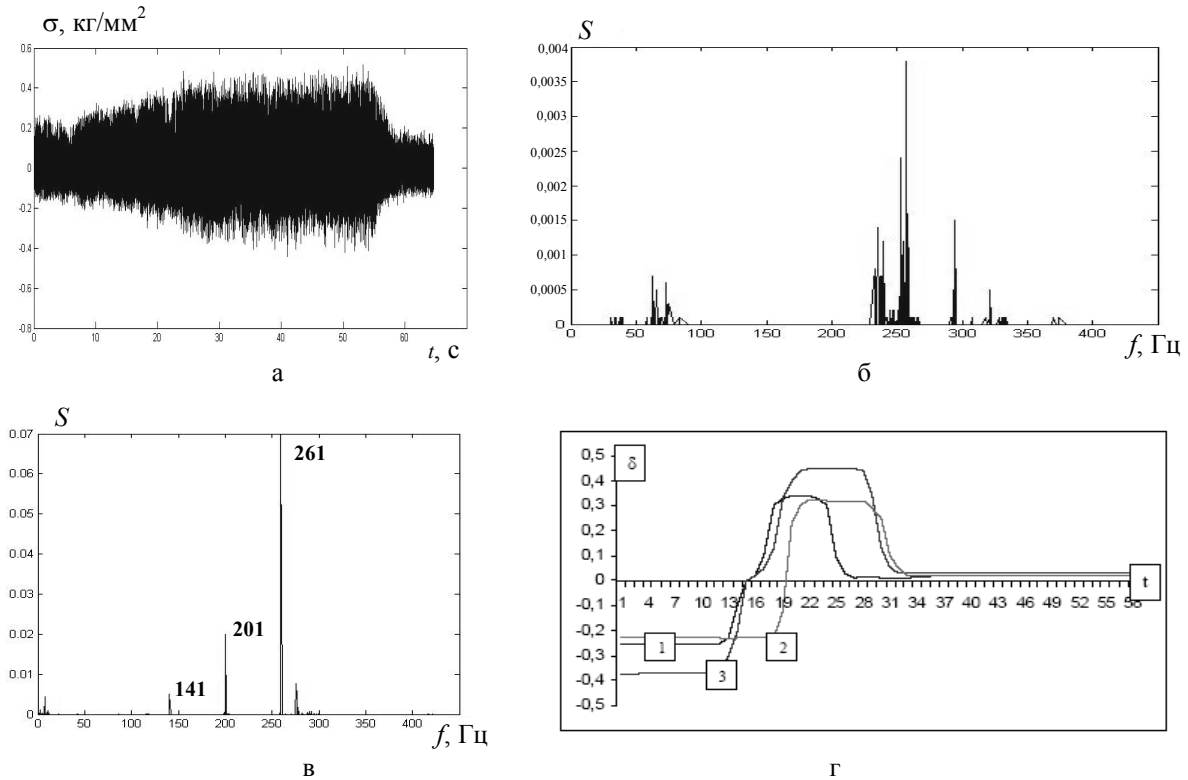


Рис. 2. Параметры флаттера по сигналам с датчиков пульсаций:

- а – зависимость давления в потоке от времени;
- б – зависимость энергии от частоты для $\Delta t = 11 \dots 17$ с;
- в – зависимость энергии от частоты для $\Delta t = 19 \dots 25$ с;
- г – временная зависимость демпфирования 1, 2, 3 диаметральных форм

Заключение

1. Для флаттера лопаток турбомашин с относительно стабильным спектром собственных частот роль информативных параметров, определяющих временную эволюцию этих колебаний, играют демпфирования на этих частотах.

2. Собственные частоты нестационарных колебаний и их локальные во времени демпфирования могут быть оценены по методу Прони.

3. Изменение знака и величины демпфирования на собственной частоте означает изменение роли этой частотной составляющей нестационарного колебания и позволяет предсказывать его неустойчивость.

Поступила в редакцию 6.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук А.В. Фишгойт, ЦИАМ, Москва.

УДК 531

В.П. КВАСНИКОВ, Р.С. ЛОБУС, М.С. РУДНЕВА*Национальный авиационный университет, Киев, Украина*

ВИДЕОСИСТЕМА ОБНАРУЖЕНИЯ ПОСТОРОННИХ ОБЪЕКТОВ НА ШАССИ САМОЛЁТА

Рассмотрена система видеомониторинга заданного фрагмента самолёта с целью обнаружения посторонних объектов, что могут вызвать повреждение или повышенный износ оборудования самолёта. Система способна предупреждать экипаж об опасных предметах на взлётной полосе и в случае необходимости выдавать экстренные управляющие сигналы.

видеосистема, мониторинг, распознавание, стереоизображение, определение расстояния, идентификация

Введение

Посторонние предметы, находящиеся вблизи шасси самолёта, могут привести к серьезным повреждениям взлётной полосы, самих шасси и оборудования самолёта. Это, в свою очередь, может вызвать серьезные сбои в эксплуатационном процессе, задержки в расписании работы и связанные с этим значительные материальные потери. Предметами могут быть обломки деревьев, поврежденные и свисающие части самолёта, кульки, а также другие посторонние объекты, в том числе и умышленно оставленные на взлётной полосе.

Решение задачи

Проблема может быть решена с помощью системы, своевременно обнаруживающей посторонние объекты, находящиеся в районе шасси. В настоящее время таких разработок не существует. Системы, предназначенные для обнаружения препятствий на железнодорожном пути или на автомобильных дорогах, для этой цели не подходят. Они в основном рассчитаны на обнаружение крупных объектов (размером не менее 60 см), которые по цвету и форме хорошо выделяются на фоне серого асфальтового покрытия или путевой решетки на балласте.

Посторонние предметы в районе шасси могут

быть похожи на их элементы, поэтому возникают трудности при их идентификации. Операции, проводимые в процессе автоматической оптической диагностики шасси должны проходить в режиме реального времени. В связи с этим были произведены экспериментальные исследования с целью определения расстояний до объектов двумя видеокамерами и выделения инородных объектов вблизи заданной трёхмерной фигуры.

Концепция

Видеосистема состоит из оптических сенсорных устройств и аппаратуры для последующей цифровой обработки полученных данных.

На рис. 1 показана принципиальная схема обнаружения посторонних предметов в районе шасси самолёта.

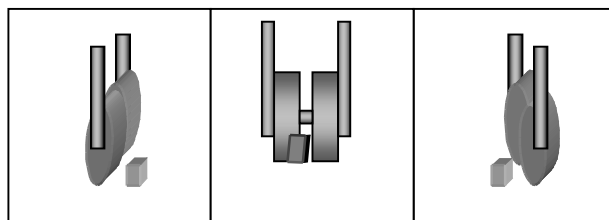


Рис. 1. Принцип обнаружения посторонних предметов в районе шасси самолёта

В системе используются три видеокамеры, смещенные относительно друг друга в горизонтальной

плоскости, и два компьютера, один из которых служит для сохранения видеоинформации, поступающей с частотой 30 изображений на одну камеру в секунду, что соответствует 30 Мбайт/с, а другой - для управления и анализа. Прибор для измерения расстояния позволяет определять число изображений в зависимости от скорости. Устройство, формирующее сигналы тревоги и экстренного управления.

Оптические сенсорные устройства

В ходе исследований были использованы три промышленные видеокамеры последовательного сканирования с разрешением 525×728 пикселей и объективами с переменным фокусным расстоянием, изменяющимся от 50 до 300 мм. Камеры были размещены на расстоянии 2,5 м перед объектом мониторинга. Для определения оптимальных параметров проведено несколько серий испытаний. При этом был установлен ряд взаимозависимостей.

Фокусное расстояние

Чем больше фокусное расстояние, тем лучше разрешение. При этом увеличивается дальность обзора и точность определения местоположения объектов.

Меньшее фокусное расстояние приводит к увеличению угловой апертуры. Благодаря этому можно также контролировать кривые малого радиуса.

Оптимальным оказалось фокусное расстояние, равное 140 мм. Объективы с фокусным расстоянием 300 мм также могут распознавать объекты на расстоянии 80 м, но при этом теряется изображение в кривых малого радиуса, в связи с чем посторонние предметы в этих зонах могут остаться необнаруженными.

Для контроля элементов взлётной шасси в кривых малого радиуса необходима более мощная видеоматрица камеры. Кроме того, необходимо разрабатывать «интеллектуальную» камеру, которая сама будет определять участки, представляющие наибольший интерес, и на этой основе регулировать объем передаваемой информации.

Высота расположения камер

Если камеры расположены выше, т. е. ближе к шасси, изображение объектов в горизонтальной плоскости имеет значительные искажения. В результате этого объекты, находящиеся ниже центра шасси, обнаружить трудно. С другой стороны, при большей высоте уменьшается загрязнение камер.

Другим недостатком расположения камер на большой высоте является то, что на изображении появляется много посторонних объектов (деревья, горы и т.д.), которые затрудняют распознавание предметов, находящихся в зоне обзора.

Как было установлено в процессе исследований, высота установки камер, равная 1,5 м, является оптимальной для контроля участков длиной от 35 до 70 м.

Число камер

Для определения пространственных координат необходимо больше одной камеры, чтобы из двумерного изображения с помощью триангуляции получить третий размер, а именно расстояние до наблюдаемых объектов. Только таким образом возможно обнаружение препятствий в интересующей зоне.

Камеру нежелательно устанавливать так, чтобы шасси закрывали вид на взлётную полосу. При установке трех камер шасси всегда находится в поле зрения одной из пар. При этом объекты и элементы изображения не перекрывают друг друга и не затрудняют контроль зоны мониторинга. Это иллюстрирует рис. 2: с помощью боковых камер хорошо видно посторонний предмет, в то время как на изображении центральной камеры он закрыт элементами шасси.



Рис. 2. Посторонний предмет в габарите шасси

Кроме того, система с тремя камерами облегчает сопоставление разных изображений и таким образом упрощает их распознавание. Сопоставление необходимо для определения расстояния до объектов по их смещению на разных изображениях. Реализовать это достаточно сложно, так как из-за большого базисного расстояния посторонние предметы на изображениях представляются по-разному и с большим смещением. Использование трех камер значительно облегчает эту задачу, но увеличивает стоимость системы.

Анализ изображений

Прежде всего на изображении находят занесённый в базу данных объект, который является базовой линией для оценки высоты расположения любых других объектов. Это позволяет определить, находятся ли они в зоне прохождения шасси. Программа должна автоматически и с достаточной надёжностью распознавать на изображениях шасси и его элементы независимо от изменений его положения по высоте и направлению.

Далее достаточно определить положение других объектов по отношению к шасси, чтобы решить, являются ли они посторонними предметами, находящимися на пути их движения. Такой метод дает хорошие результаты даже при использовании оптики недостаточно высокого уровня. Разработанный для этого алгоритм не требует использования данных об участке или о внешних признаках предполагаемых препятствий.

Распознавание шасси самолёта

Для автоматического распознавания шасси разработан алгоритм, который преобразует снятые камерами изображения таким образом, что все объекты, находящиеся в плоскости шасси, появляются в одинаковой позиции. Затем изображения комбинируются поэлементно (по пиксельно), в результате чего изображение шасси представляется в виде

сплошной темной зоны, проходящей сверху вниз.

Для проведения аффинного преобразования необходимо лишь знать уравнение плоскости, которое задается расстоянием до шасси на изображениях начала и конца участка. Сами же значения расстояния до шасси можно получить по трем изображениям и последовательности кадров.

Распознавание посторонних объектов

После распознавания шасси, можно проверить все объекты вблизи него, чтобы установить, являются ли они препятствием на пути их следования. С этой целью определяют положение каждого объекта в трех координатах. Соответствующие объекты на изображениях отдельных камер накладываются друг на друга. По горизонтальному смещению определяют расстояние до объектов, а затем и остальные координаты.

По состоянию на конец 2006 года разработанная система могла распознавать лишь те посторонние объекты, которые находились вблизи контактного провода. Алгоритм для контроля пути следования шасси самолёта планируется создать на следующих этапах разработки.

При известном расположении двух камер, точка левого изображения (x'_l, y'_l) соответствует лучу, выходящему из начала системы координат $x_l = x'_l s$, $y_l = y'_l s$, $z_l = fs$.

В правой системе координаты точек этого луча имеют вид:

$$x_r = (r_{11}x'_l + r_{12}y'_l + r_{13}f)s + r_{14}, \quad (1)$$

$$y_r = (r_{21}x'_l + r_{22}y'_l + r_{23}f)s + r_{24}, \quad (2)$$

$$z_r = (r_{31}x'_l + r_{32}y'_l + r_{33}f)s + r_{34}, \quad (3)$$

они проектируются в

$$\frac{x'_r}{f} = \frac{x_r}{z_r}, \quad \frac{y'_r}{f} = \frac{y_r}{z_r}. \quad (4)$$

Повышение эффективности работы системы определяется уменьшением числа ложных срабатываний, что достигается с помощью строго задаваемых

критериев реакции системы. Так, посторонние объекты должны определяться на нескольких последовательно получаемых тремя камерами изображениях. Объект должен при этом приближаться и увеличиваться в размерах или же сохранять размеры в определенных заданных границах.

На рис. 3 приведён фрагмент программы, вычисляющий расстояние до объекта с использованием всего двух камер.

```
#define CalcMod
struct
{
int x, y, a;
} TPosition;
struct
{
int m0, m1, t;
} TDrive;
void VCalc(TPosition *Pos, TDrive *Drive)
{
Speed = (m0 + m1) / 2;
dist = Speed * Drive->t;
theta = (m0 - m1) / D,
Position->X = Position->X + dist * sin(theta);
Position->Y = Position->Y + dist * cos(theta);
}
```

Рис. 3. Фрагмент программы

Результаты испытаний и перспективы

В ходе испытаний системы изображения получали и сохраняли в реальных условиях, после чего информацию обрабатывали с помощью указанных алгоритмов.

Было установлено, что обработка полученных изображений возможна и в реальном масштабе времени.

Система безошибочно распознала посторонний предмет, находившийся на шасси или взлётной полосе с зигзагом +0,4 м между отметками 5,5 и 5,7 м под самолётом. Так же безошибочно распознавались препятствия, которые помещались на испытательном участке в середине пролета. Строго определенные критерии срабатывания системы обеспечивали отсутствие ложных реакций.

Наиболее важным результатом этих испытаний было то, что обусловленные высокой скоростью колебания камер и шасси не снижали качества изображений и их пригодности для обработки. Для получения системы, пригодной для использования при любых заданных условиях, необходима дальнейшая доработка как технических средств, так и программного обеспечения.

Литература

1. Витязев В.В. Цифровая обработка сигналов; ретроспектива и современное состояние // Электросвязь. – 1997. – № 6. – С. 8-12.
2. Automatic Incident Detection Through Video Image Processing / P.G. Michalopoulos, R.D. Jacobson, Anderson C.A., T.B. DeBruycker // Traffic Engineering & Control. – Feb 1993. – P. 66-75.
3. Битязев В.В. Новое в цифровой обработке сигналов // Электросвязь. – 1998. – № 10. – С. 14-17.

Поступила в редакцию 15.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.В. Конин, Национальный авиационный университет, Киев.

УДК 621.45.01:681.05.015

С.В. ЕПИФАНОВ, Р.Л. ЗЕЛЕНСКИЙ

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

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ЕМКостей ПРИ РАСЧЕТЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ¹

Исследованы параметры геометрии ёмкостей и параметры рабочего тела, оказывающие наибольшее влияние на характер переходных процессов в двигателе, разработаны рекомендации по учету динамики ёмкостей и методике их математического описания при моделировании ГТД.

математическая модель ёмкости, переходный процесс, законы сохранения энергии, массы, импульса

1. Формулирование проблемы

В настоящее время динамические математические модели являются необходимым элементом, используемым на различных этапах проектирования, доводки и эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) и их систем автоматического управления (САУ) [1].

Известно, что основными динамическими факторами ГТД являются:

- инерционность роторов;
- инерционность пневматических ёмкостей - элементов проточной части;
- запаздывание тепловыделения в основной и форсажной камерах сгорания;
- запаздывание, связанное с заполнением топливных коллекторов;
- тепловая инерционность элементов конструкции двигателя.

Значительная часть задач анализа переходных характеристик двигателей успешно решается с использованием моделей, основанных на учёте только первого из перечисленных факторов. Однако стремление повысить точность анализа, подкреплённое растущими возможностями вычислительной техники, приводит к желанию разработчиков моделей учесть как можно больше дополнительных факто-

ров. Недостатки такого подхода практически не проявляются на этапах использования нелинейных моделей, основанных на решении уравнений совместной работы узлов [1] (трудоемкость вычислений на каждом шаге интегрирования увеличивается незначительно, но существенно уменьшается шаг интегрирования, однако при современном уровне производительности вычислительной техники это не вызывает принципиальных затруднений выполнения расчетов, если не стоит задача обеспечения реального масштаба времени). Однако на этапах синтеза законов управления с использованием линеаризованных моделей очевидным недостатком учета дополнительных динамических факторов является существенное увеличение порядка рассматриваемых дифференциальных уравнений, что значительно усложняет синтез.

В связи с этим в данной работе рассмотрена задача учёта второго из перечисленных факторов – инерционности пневматических ёмкостей. Целью исследования является выявление параметров геометрии ёмкостей и параметров рабочего тела, оказывающих наибольшее влияние на характер переходных процессов в двигателе, а также разработка рекомендаций по учету динамики ёмкостей и методике их математического описания при моделировании ГТД.

¹Работа выполнена при поддержке инновационного гранта INTAS (проект №05-1000007-421)"

Наиболее полное освещение общей задачи моделирования пневматических систем можно найти в работе [2]. Однако в ней приведено множество различных методических подходов, но нет прямых сравнений, позволяющих выработать рекомендации по их практическому использованию. Особенности моделирования проточной части ГТД в ней не рассмотрены.

2. Математическое описание пневматических ёмкостей проточной части ГТД

2.1. Базовые уравнения. В указанных выше моделях проточной части ГТД расчет ведется по параметрам, усредненным по радиусу и окружности. Поэтому будем рассматривать одномерное течение газа. Ёмкость будем считать теплоизолированной, имеющей постоянную площадь поперечного сечения.

Выделим контрольный объем (рис. 1) и запишем для него законы сохранения массы, энергии и импульса.

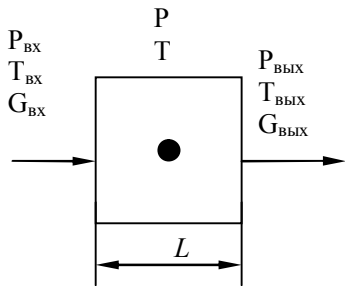


Рис. 1. Расчетная схема

Закон сохранения массы может быть представлен в виде

$$\frac{dm}{dt} = G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}}, \quad (1)$$

где $G_{\text{вх}}$ и $G_{\text{вых}}$ – массовый расход на входе и из рассматриваемого объема; $m = \rho V = \frac{p}{RT} LF$ – масса газа в объеме; P , T – давление и температура газа; L , F – длина и площадь поперечного сечения выделенного объема. Исходя из этого, можно записать уравнение сохранения массы в следующем виде:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{LF}{R} \left(\frac{1}{T} \frac{dp}{dt} - \frac{p}{T^2} \frac{dT}{dt} \right). \quad (2)$$

Закон сохранения полной внутренней энергии U для энергоизолированного потока:

$$\frac{dU}{dt} = i_{\text{вх}} G_{\text{вх}} - i_{\text{вых}} G_{\text{вых}},$$

где i – полная энтальпия.

Выразив значение внутренней энергии с использованием уравнения состояния через давление, получим отражающее закон сохранения энергии дифференциальное уравнение для давления:

$$\begin{aligned} U &= m C_v T = \frac{LFC_v}{R} p; \\ \frac{dU}{dt} &= \frac{LFC_v}{R} \frac{dp}{dt}; \\ \frac{dp}{dt} &= \frac{RC_p}{LFC_v} (T_{\text{вх}} G_{\text{вх}} - T_{\text{вых}} G_{\text{вых}}). \end{aligned} \quad (3)$$

Связи между элементарными объемами описываются законом сохранения импульса:

$$\frac{dG_{\text{вх}}}{dt} = \frac{2F}{L} (p_{\text{вх}} - p - (\frac{RT_{\text{вх}}}{2p_{\text{вх}}F^2} + \xi) G_{\text{вх}}^2); \quad (4)$$

$$\frac{dG_{\text{вых}}}{dt} = \frac{2F}{L} (p - p_{\text{вых}} - (\frac{RT}{2pF^2} + \xi) G_{\text{вых}}^2), \quad (5)$$

где ξ – коэффициент гидравлических потерь.

Как отмечено выше, процессы, протекающие в пневматической емкости проточной части, можно описывать с различной степенью точности. Для всех известных работа по моделированию переходных характеристик ГТД (наиболее известными из которых являются [3 – 5]) характерными особенностями являются:

- использование одностепенной модели, основанной на осреднении параметров по длине рассматриваемого узла двигателя;
- отсутствие учета закона сохранения импульса.

В работе [3] учитывается лишь сохранение массы, а в выражении (2) производная от температуры предполагается пренебрежимо малой. В работе [4] закон сохранения энергии учитывается при выводе уравнений системы, однако в дальнейшем (стр. 68) ее рекомендуется исключить из расчетов в первом приближении. В работе [5, стр. 22-46] учитываются законы сохранения массы и энергии, однако в выражении связи между внутренней энергией и температурой использо-

вана теплоемкость при постоянном давлении вместо теплоемкости при постоянной температуре.

Учитывая такое разнообразие подходов, необходимо выполнить их сравнительное исследование.

2.1. Модель 1 изотермического объема без гидравлических потерь. В данном приближении $\xi = 0$, $\frac{dT}{dt} = 0$ (поэтому $T = T_{\text{вх}} = T_{\text{вых}}$), а в уравнениях (4), (5) производные полагаются пренебрежимо малыми по сравнению с правыми частями.

Из (4), (5) получим значения расходов:

$$G_{\text{вх}} = F \sqrt{2 \frac{p_{\text{вх}}}{RT_{\text{вх}}} (p_{\text{вх}} - p)}; \quad (6)$$

$$G_{\text{вых}} = F \sqrt{2 \frac{p_{\text{вых}}}{RT_{\text{вых}}} (p - p_{\text{вых}})}. \quad (7)$$

Преобразуя (1) и (2) с учетом (6) и (7), получим:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\sqrt{2RT_{\text{вх}}}}{L} \left[\sqrt{p_{\text{вх}}(p_{\text{вх}} - p)} - \sqrt{p(p - p_{\text{вых}})} \right]. \quad (8)$$

Таким образом, в данном приближении емкость описывается одним дифференциальным уравнением (8) и выражениями (6) и (7) для расходов. Линеаризация этого уравнения позволяет представить его в следующем виде:

$$\tau \frac{dp}{dt} + \Delta p = K_{\text{вх}} p_{\text{вх}} + K_{\text{вых}} p_{\text{вых}}, \quad (9)$$

где

$$\tau = \frac{L \sqrt{p_{\text{вх}}(p_{\text{вх}} + p_{\text{вых}} - \sqrt{(p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}})^2 + 4p_{\text{вх}}})}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}}(2p_{\text{вх}} - 2p_{\text{вых}} + \sqrt{(p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}})^2 + 4p_{\text{вх}}})} -$$

постоянная времени; $K_{\text{вх}}$ и $K_{\text{вых}}$ – коэффициенты усиления.

Анализ полученного выражения для постоянной времени позволяет оценить динамические свойства емкости, определяемые балансом массы:

- геометрическим параметром, влияющим на динамику, является длина емкости, время переходных процессов пропорционально длине;
- с ростом температуры постоянная времени убывает;
- абсолютный уровень давления оказывает малое влияние на динамические свойства емкости.

– динамика емкости зависит от перепада давлений: чем больше перепад, тем больше постоянная времени (в пределе, при стремлении перепада давлений к нулю, постоянная времени также стремится к нулю).

2.2. Модель 2, учитывающая аккумуляцию массы и энергии в объеме, но не учитывающая потери давления. Из (2) с учетом (1) и (3) получим систему уравнений для определения параметров газа в объеме:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T}{p} \frac{RC_p}{LFC_v} (T_{\text{вх}} G_{\text{вх}} - T G_{\text{вых}}) - \frac{T^2 R}{p L F} (G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}}); \quad (10)$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RC_p}{LFC_v} (T_{\text{вх}} G_{\text{вх}} - T G_{\text{вых}}). \quad (11)$$

Расходы определяем из формул (6) и (7), условно полагая, что $T_{\text{вых}} = T$.

2.3. Модель 3, учитывающая аккумуляцию массы и потери давления. В этом случае $\frac{dT}{dt} = 0$, $\xi \neq 0$. Из (4), (5) получим следующие выражения для расходов:

$$G_{\text{вх}} = F \sqrt{\frac{p_{\text{вх}} - p}{RT_{\text{вх}} / 2p_{\text{вх}} + \xi F^2}}; \quad (12)$$

$$G_{\text{вых}} = F \sqrt{\frac{p - p_{\text{вых}}}{RT_{\text{вых}} / 2p + \xi F^2}}. \quad (13)$$

Подставим их в (2) с учетом того, что $T = T_{\text{вх}} = T_{\text{вых}}$:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\sqrt{2RT_{\text{вх}}}}{L} \left[\sqrt{\frac{p_{\text{вх}}(p_{\text{вх}} - p)}{1 + \xi \frac{2F^2 p_{\text{вх}}}{RT_{\text{вх}}}}} - \sqrt{\frac{p(p - p_{\text{вых}})}{1 + \xi \frac{2F^2 p}{RT_{\text{вх}}}}} \right]$$

В отличие от рассмотренного ранее случая, когда гидравлические потери отсутствуют, изменение температуры вызовет переходный процесс, и давление p на установившемся режиме зависит от $T_{\text{вх}}$.

2.4. Модель 4, учитывающая аккумуляцию массы и энергии, а также потери давления. Данная система описывается дифференциальными уравнениями (10) и (11), в которые подставляются значения расходов, вычисленные по формулам (12) и (13).

2.5. Модель 5, учитывающая аккумуляцию массы, энергии и сохранение импульса с учетом потерь давления. В этой системе – 4 неизвестных

(p , T , $G_{вх}$, $G_{вых}$), для определения которых необходимо решать систему, состоящую из дифференциальных уравнений (10), (11) и (4), (5).

3. Результаты моделирования

Для сравнительного анализа рассматриваемых моделей была рассмотрена емкость с геометрическими параметрами $L = 1$ м и $F = 1$ м², расположенная между двумя бесконечно большими объемами с параметрами $p_{вх} = 300$ кПа, $p_{вых} = 150$ кПа, $T_{вх} = T_{вых} = 300$ К. Она была представлена ее в виде одного блока. Результаты моделирования параметров по пяти описанным выше моделям приведены на рис. 2 (возмущающий фактор - давление на входе, $\Delta p = 10$ кПа) и на рис. 3 (возмущающий фактор - температура на входе в ёмкость, $\Delta T = 50$ К). Влияние метода и шага интегрирования на результаты было исключено путем сравнения результатов, полученных с помощью пяти различных методов при различных значениях шага.

Как видно из графиков, время переходного процесса, рассчитанное по моделям 1 – 4, не учитывая закон сохранения импульса, практически одинаково.

Если его определять по параметру, который медленнее всего устанавливается (в данном случае это температура в центре блока T), то оно составляет $\sim 0,015$ с для обоих воздействий.

Переходный процесс, рассчитанный с использованием модели 5, имеет качественные отличия:

- 1) отсутствует заброс значения расхода на входе;
- 2) момент максимального заброса температуры смещается вправо;
- 3) переходный процесс имеет колебательный характер, вследствие чего забросы температуры и давления увеличиваются.

Все модели дают практически одинаковое время переходного процесса, которое хорошо согласуется со значением постоянной времени, входящей в линеаризованное уравнение динамики массы (9).

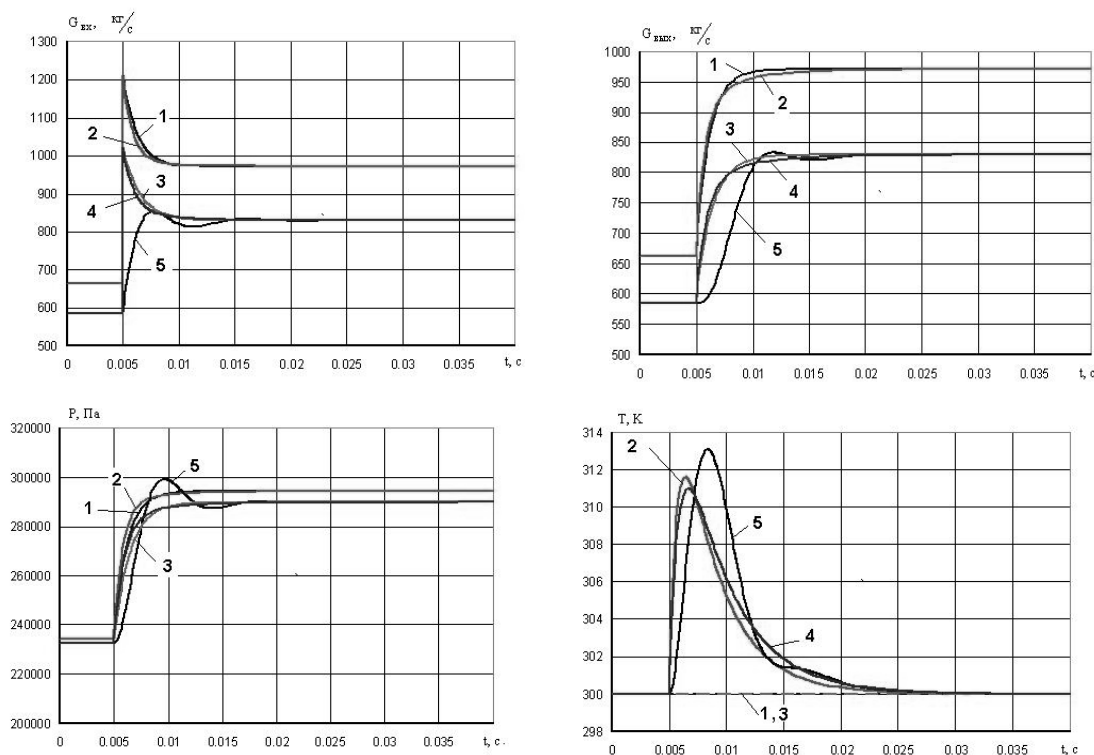


Рис. 2. Изменение параметров в центре пневматической емкости при изменении $p_{вх}$ (однорезервуарная модель):
1, ..., 5 – номер использованной модели.

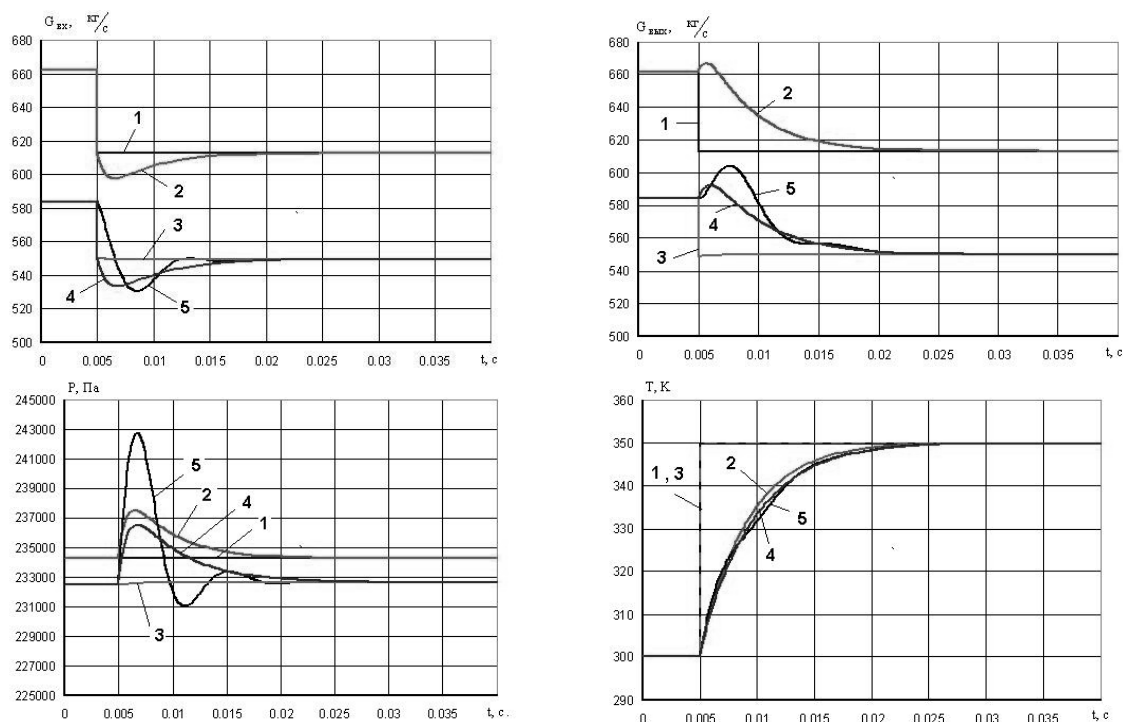


Рис. 3. Изменение параметров в центре пневматической емкости при изменении $T_{вх}$ (одноемкостная модель):
1,...,5 – номер использованной модели

Рассмотрим влияние дискретизация объема на значения рассчитываемых параметров. Используем наиболее полную модель 5. Разобьем объем на 3 и на 5 частей, сохраняя площадь поперечного сечения неизменной. Значение коэффициента потерь давления ξ для каждого блока выберем так, чтобы суммарные потери по всей длине были равны потере давления при описании емкости одним блоком.

Результаты расчета представлены на рис. 4 и 5.

Как видно из графиков, при более детальном описании время переходного процесса уменьшается. Амплитуда колебаний у одноблоковой модели меньше чем у трехблоковой, а период колебаний больше. Амплитуда, частота и время переходного процесса для моделей, описанных тремя и пятью блоками, отличаются незначительно.

Заключение

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Учет сохранения энергии и гидравлических потерь вносит малый вклад в результаты моделирования, поэтому в первом приближении ими можно пренебрегать.

2. Учет закона сохранения импульса вносит существенный вклад в характер переходных процессов, поэтому при моделировании емкостей им пренебрегать нельзя.

3. Представление емкости одномассовым элементом – чрезмерно грубое, и может привести к завышению времени переходных процессов в несколько раз.

4. Характерное время переходных процессов в емкости может быть оценено с помощью полученного выражения для постоянной времени емкости.

5. Полученное значение времени переходных процессов в канале длиной 1 м (0,015 с) позволяет сделать вывод о том, что при моделировании переходных характеристик двигателей учитывать влияние емкостей нецелесообразно, так как эффекты, которые могут быть уточнены с использованием

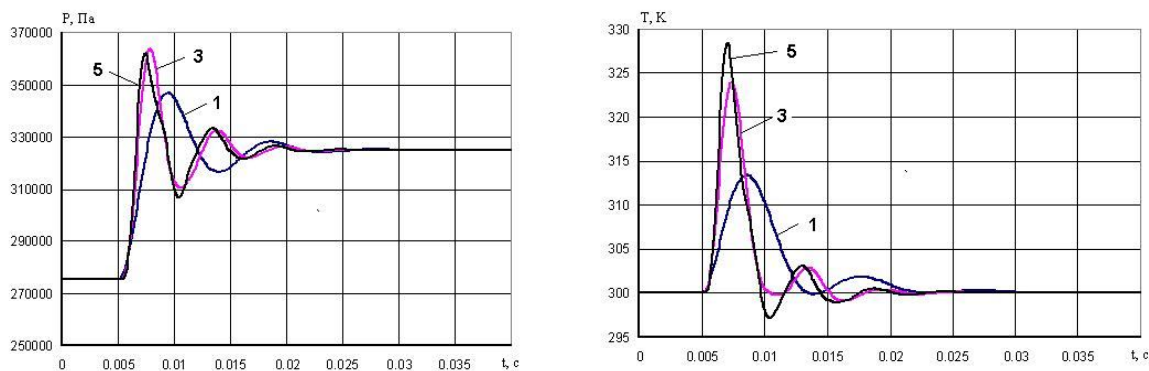


Рис. 4. Изменение параметров в центре пневматической емкости при изменении $P_{вх}$ при описании модели одним, тремя и пятью блоками

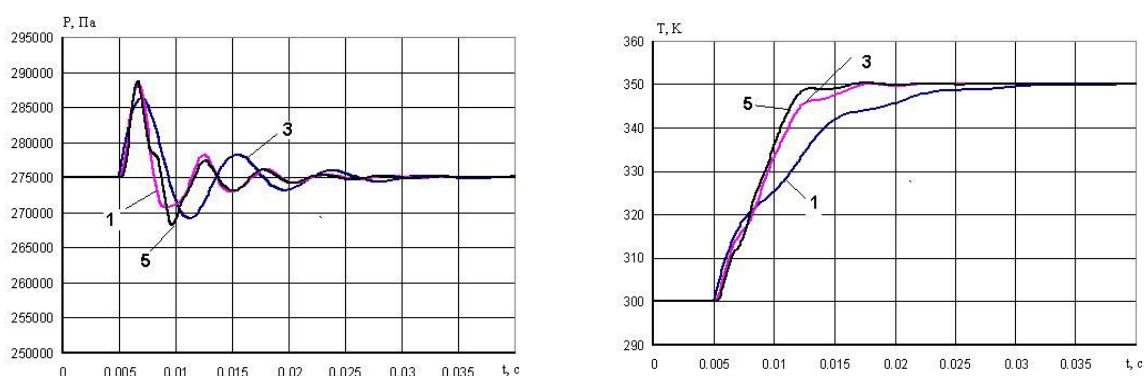


Рис. 5. Изменение параметров в центре пневматической емкости при изменении $T_{вх}$ при описании модели одним, тремя и пятью блоками.

модели емкости (увеличение времени переходных процессов, забросы температур и др.) по своей абсолютной величине меньше методических погрешностей узловых динамических моделей ГТД.

6. При синтезе САУ может оказаться важным учесть влияние емкостей на частотные характеристики объекта управления и системы в целом. Однако используемая в практике моделирования ГТД одностепенная модель дает значительно заниженное значение частоты. Поэтому в данном случае следует использовать модель, основанную на представлении емкости несколькими (3-5) элементами.

Литература

1. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов и др. – К.: Техника, 1998. – 312 с.

2. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. – М.: Наука. Гл. ред. Физ.-мат. лит., 1986. – 368 с.

3. Переходные процессы в газотурбинных установках / Под ред. проф. Котляра И.В. Л.: Машиностроение, 1973. – 256 с.

4. Шемяков А.А. Системы автоматического управления авиационными воздушно-реактивными силовыми установками: учебник для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 1992. – 432 с.

5. Добрянский Г.В., Мартыанова Т.С. Динамика авиационных ГТД. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

Поступила в редакцию 1.05.2007

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

УДК 629.735.33

Л.В. КАПИТАНОВА, В.В. УТЕНКОВА

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

АНАЛИЗ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ КРУТКИ МЕСТНЫХ ХОРД КРЫЛЬЕВ САМОЛЕТОВ ТРАНСПОРТНОЙ КАТЕГОРИИ

Проведен анализ геометрической крутки местных хорд крыльев самолетов транспортной категории по условию обеспечения эллиптического закона распределения циркуляции скорости по размаху. выявлены характерные особенности и сформулированы предложения по изменению геометрии крыла самолетов такого типа.

модификация крыла, форма в плане, геометрическая крутка крыла

Введение

Геометрическую крутку крыла используют при создании практически всех пассажирских и транспортных самолетов [1, 2] с целью оптимизации его аэродинамических характеристик [3]. В работах [2, 3] предложены расчетные модели по выбору основных геометрических параметров составного крыла таких как его суммарное сужение – η_c , сужения составляющих трапеций – η_1 и η_2 , координаты излома составного крыла – $\bar{z}_H$ и относительных углов геометрической крутки – $\bar{\varepsilon}(\bar{z})$ по размаху.

Такие модели в указанных работах рекомендовано использовать при выборе основных параметров крыла как базового самолета, а также при разработке его модификаций. Наряду с этим, предложенные модели могут быть применены и к анализу оптимальности геометрических параметров крыльев уже созданных пассажирских и транспортных самолетов. Такому исследованию и посвящена данная статья.

Решение задачи

В практике создания пассажирских и транспортных самолетов наиболее часто встречаются составные крылья (рис. 1), суммарные сужения которых (η_c) определяются произведением сужений составляющих трапеций

$$\eta_{c,a} = \eta_1 \cdot \eta_2; \quad \eta_{c,b} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3.$$

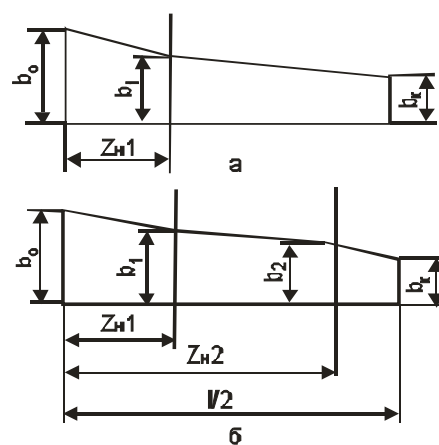


Рис. 1. Составные по виду в плане крылья:
а – с одной (z_H) и б – с двумя (z_{H1}, z_{H2}) координатами излома по полуразмаху

Для крыльев с такими формами в работах [2], [3] получены выражения определяющие закономерности изменения крутки местных хорд исходя из критерия, что на составном крыле будет иметь место эллиптический закон распределения циркуляции скорости [3]:

Для крыла с одной координатой излома $\bar{z}_H$ (рис. 1, а)

– в центропланной части при $z_H \geq z_i \geq 0$

$$\bar{\varepsilon}_1 = \frac{2\bar{z}_H [(\eta_c - 1) \cdot \bar{z}_H + \eta_2 + 1] \cdot (1 - \bar{z}_i^2)^{0.5}}{\pi [\eta_c \cdot \bar{z}_H - (\eta_1 - \eta_2) \bar{z}_i]}; \quad (1)$$

– на консолях крыла при $1 \geq \bar{z}_i \geq \bar{z}_H$

$$\bar{\varepsilon}_2 = \frac{2(1 - \bar{z}_H) [(\eta_c - 1) \cdot \bar{z}_H + \eta_2 + 1] \cdot (1 - \bar{z}_i)^{0.5}}{\pi [\eta_2 \cdot \bar{z}_H - (\eta_2 - 1) \bar{z}_i]}. \quad (2)$$

Для крыльев с двумя координатами излома (рис. 1, б), у которых полуразмах образован тремя трапециями, аналогичные выражения получены [3] в следующем виде:

– для первой трапеции:

$$\bar{\varepsilon}_{1,\delta} = \frac{2[(\eta_c - \eta_3)\bar{z}_{n1} + (\eta_c - 1)\bar{z}_{n2} + \eta_3 + 1]}{\pi\eta_c}, \quad (3)$$

– для второй трапеции:

$$\bar{\varepsilon}_{2,\delta} = \frac{2[(\eta_c - \eta_3)\bar{z}_{n1} + (\eta_c - 1)\bar{z}_{n2} + \eta_3 + 1] \cdot (1 - \bar{z}_i^2)^{0.5}}{\pi\eta_3}, \quad (4)$$

– для третьей трапеции:

$$\bar{\varepsilon}_{3,\delta} = \frac{2(1 - \bar{z}_{n2})[(\eta_c - \eta_3)\bar{z}_{n1} \cdot (\eta_c - 1)\bar{z}_{n2} + \eta_3 + 1]}{\pi[(1 - \bar{z}_{n2})(2\eta_3 - 1 - \bar{z}_{n2})]^{0.5}}. \quad (5)$$

Зависимости (1) – (5) и являются основой для анализа углов геометрической крутки местных хорд крыльев с одной ($\bar{z}_n$) или двумя ($\bar{z}_{n1}$, $\bar{z}_{n2}$) координатами излома.

Такой подход используем и в анализе геометрической крутки местных хорд ряда отечественных и зарубежных серийных транспортных самолетов.

В качестве исходных геометрических параметров при определении потребных значений углов геометрической крутки у крыльев с одной координатой излома приняты значения размеров внешней геометрии крыльев некоторых отечественных самолетов (табл. 1).

Таблица 1

Значения геометрических параметров крыльев некоторых отечественных серийных самолетов

№ п/п	Параметры плоского теоретического крыла		Обозначения	Ан-24	Ан-74 Ан-72	Ан-70
1	Размах	полный	ℓ_c , м	29,2	30,0	43,88
		центроплана	z_{n2} , м	9,4	7,4	5,0
		координата излома	$\bar{z}_n$	0,322	0,247	0,114
2	Концевая хорда		b_{kc} , м	1,094	1,485	2,075
3	Осевая хорда	центроплана	b_{oc} , м	3,20	4,45	6,58
		условной трапеции	$b_{omp,c}$, м	4,20	5,421	7,159
4	Площади	крыла	S_c , м ²	72,591	99,996	201,153
		трапеции	$S_{mp,c}$, м ²	77,292	103,587	202,594
5	Сужение	крыла;	η_c	2,925	2,997	3,171
		трапеции	η_{mp}	3,839	3,650	3,45

Для крыльев этих самолетов по выр. (2) определены значения углов геометрической крутки местных хорд, призванные обеспечить эллиптический закон распределения циркуляции скорости по размаху крыла (табл. 2).

А на рис. 2 для этих же самолетов приведены потребные значения углов геометрической крутки местных хорд их крыльев с учетом центропланной части крыла. Пунктирными линиями здесь показаны значения $\bar{\varepsilon}$, найденные по выражению (1).

Как видим, требование обеспечения эллиптического закона распределения циркуляции по размаху у крыльев с одной координатой узлома приводит к

снижению $\bar{\varepsilon}$ по центроплану и к последующему росту этой величины до $\bar{z}_i = 0,6 \dots 0,75$.

На этом же рисунке штрихпунктирной линией показаны значения ($\bar{\varepsilon}_{1,2(opt)}$) при оптимальных значениях исходных геометрических параметров крыла этого типа [2].

Сравнение потребных и оптимальных значений $\bar{\varepsilon}$ свидетельствует о том, что изначальные геометрические параметры крыльев этих самолетов, приведенные в табл. 1, не полностью отвечают требованию эллиптичности распределения циркуляции скорости по размаху.

Как видим, наиболее близкими к выполнению

такого условия являются, исходные геометрические параметры и закономерности распределения углов

геометрической крутки, крылья самолетов Ан-24, Ан-26, Ан-30 и Ан-32.

Таблица 2

Расчетные значения геометрической крутки местных хорд крыльев серийных самолетов

Параметры		Самолеты			
		Ан-22	Ан-24 -26-30-32	Ан-72 Ан-74	Ан-70
η_2		3,302	3,839	3,65	3,45
$\bar{\varepsilon}_2$		$\frac{1,19 \cdot (1 - \bar{z}_i^2)^{0,5}}{1,434 - \bar{z}_i}$	$\frac{1,085 \cdot (1 - \bar{z}_i^2)^{0,5}}{1,352 - \bar{z}_i}$	$\frac{1,117 \cdot (1 - \bar{z}_i^2)^{0,5}}{1,377 - \bar{z}_i}$	$\frac{1,156 \cdot (1 - \bar{z}_i^2)^{0,5}}{1,408 - \bar{z}_i}$
$\bar{\varepsilon}_{2\max}$		0,697	0,740	0,726	0,710
$\bar{z}_i$	0	0,803	0,811	0,811	0,821
	0,1	0,862	0,870	0,870	0,879
	0,3	0,984	0,989	0,989	0,995
	0,5	$4/\pi \times \sqrt{0,75} \approx 1,103$			
	0,7	1,158	1,188	1,178	1,166
	0,85	1,073	1,39	1,117	1,091
	0,9	0,971	1,046	1,021	0,992
	0,95	0,768	0,843	0,817	0,788
	1	1,158	1,188	1,178	1,166

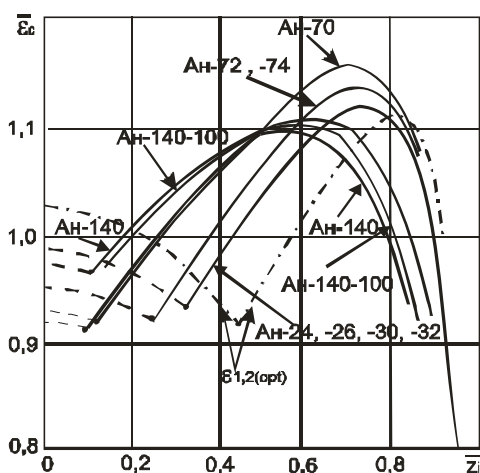


Рис. 2. Значения потребных углов геометрической кривизны местных хорд крыльев серийных самолетов:

— на консолях; — — в центроплане;
— · — оптимизированные значения

Ряд самолетов транспортной категории имеют крылья с двумя координатами излома (Ил-76, Ил-86, Ан-124, В-747 и др.).

Потребные значения углов геометрической кривизны для крыльев такого типа определяются на основе выражений (3), (3), и (5), т.е. для каждой отдельной трапеции составного крыла.

Количественная оценка таких изменений представлена на рис. 3.

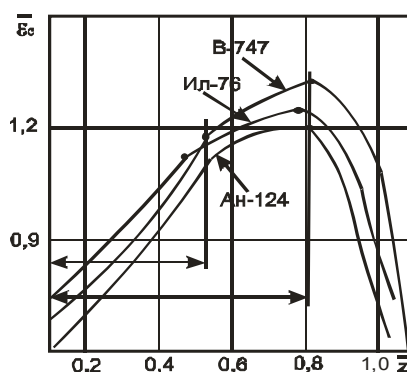


Рис. 3. Значения потребных углов геометрической кривизны местных хорд крыльев серийных самолетов с двумя координатами излома

Как и у крыльев с одной координатой излома, потребные углы геометрической кривизны местных хорд крыльев тяжелых самолетов нарастают по размаху до $\bar{z}_i = 0,6 \dots 0,75$, а затем резко снижаются.

При всем разнообразии законов изменения потребных углов геометрической кривизны для простого трапециевидного крыла ($\bar{\varepsilon}_{mp}$), как и для каждой трапеций, образующих составное крыло, можно построить обобщенную зависимость $\bar{\varepsilon}_{mp}/K_{\varepsilon mp} = f(\bar{z}_i)$, но и решать задачу возможной линеаризации этой зависимости в крыльях реальных серийных самолетов (рис. 4).

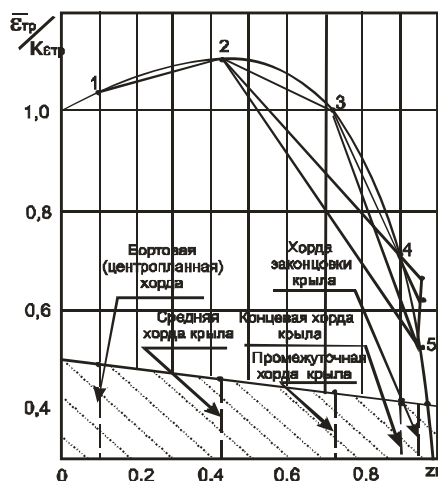


Рис. 4. Линейризация распределения углов геометрической крутки местных хорд крыльев серийных самолетов:

1-2-3-4-5 – у крыла самолета В-747;
1-2-4-5 – у крыла самолета Ил-76;
1-2-5 – у крыла самолета Ан-22

Выводы

Как видим, у крыла самолета В-747 линейризация углов геометрической крутки максимально приближена к требуемому ее значению, при котором обеспечивается эллиптический закон распределения циркуляции скорости по размаху.

Анализ геометрической крутки местных хорд крыльев серийных пассажирских и транспортных самолетов показал, что

– крылья по форме в плане состоящие из большего числа трапеций (В-747, Ан-124) требуют меньшей величины относительных углов геометрической крутки местных хорд;

– на большей части полуразмаха центроплана можно устанавливать два аэродинамических профиля с линейной круткой;

– на консольных частях полуразмаха трапецевидного крыла требуется более существенная геометрическая крутка, т.е. необходимо устанавливать более двух аэродинамических профилей;

– в районе законцовок требуется лишь линейное изменение относительных углов геометрической

крутки, что легко реализуется как с конструкторской, так и с технологической точек зрения;

– выражения, определяющие требуемые величины относительных углов геометрической крутки хорд могут быть использованы и при уточнении распределенной воздушной нагрузки вдоль размаха, и в итерационных моделях окончательного выбора геометрических параметров крыла самолета.

Реализация этих выводов при глубокой модификации крыла позволяет (при заданной несущей способности) обеспечить минимальное значение индуктивного сопротивления, устранить срывные явления в особенности в концевой (элеронной) части крыла.

Литература

1. Карафоли Е. Аэродинамика крыла самолета. – М.: АН СССР, 1956. – 479 с.
2. Рябков В.И., Капитанова Л.В., Утенкова В.В. Определение оптимизирующей крутки в задачах модификации геометрии крыла самолета // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: Сб. научн. тр. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т "ХАИ", 2006. – Вып. 4 (47). – С. 7-13.
3. Капитанова Л.В., Утенкова В.В. Методика учета геометрической крутки при модификации составных крыльев самолета // Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн. – 2007. – № 2 (38). – С. 5-9.
4. Кобрин В.Н., Утенкова В.В. Исследование геометрии крыльев серийных самолетов по частным критериям эффективности // Вісті Академії інженерних наук України: Наук.-техн. журнал. – 2005. – № 3 (26). – С.87-91.

Поступила в редакцию 30.05.2007

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

УДК 539.3

Ю.С. ВОРОБЬЕВ, М.В. ЧЕРНОБРЫВКО*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины***ДИНАМИКА ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА
ПРИ ЛОКАЛЬНОМ ИМПУЛЬСНОМ ВОЗДЕЙСТВИИ**

Изложена методика определения напряженно-деформированного состояния локальной зоны лопатки компрессора в результате воздействия импульсной нагрузки с учетом динамического упрочнения материала в процессе скоростного деформирования, влияния температуры и развития пластических деформаций. Сопоставление максимальных интенсивностей напряжений с динамическим пределом текучести дает возможность прогнозирования повреждений или разрушения. Решение задачи осуществляется в несколько этапов, в которых процесс скоростного деформирования происходит в различных стадиях.

импульсная нагрузка, лопатка компрессора, скоростное деформирование, динамическое упрочнение материала

Введение

В предыдущих работах [1 – 3] проведены исследования воздействия на вентиляторную лопатку и элементы корпуса ГТД локального удара материальным телом. Показано, что основную роль играет скоростное упругопластическое деформирование в ограниченной зоне. За пределами этой зоны напряжения и деформации резко уменьшаются. Эти результаты подтверждаются экспериментальными данными, полученными при анализе воздействия локальной ударной нагрузки на элементы конструкций [4 – 6].

Численные исследования показывают, что динамические напряжения при локальном ударе даже телом малой массы могут превышать динамический предел текучести материала, а иногда и динамический предел прочности. В результате образуются повреждения, которые могут быть опасны при дальнейшей эксплуатации лопаток ГТД. Из вышесказанного можно сделать вывод, что целесообразно более детальное исследование динамического напряженно-деформированного состояния в ограниченной зоне лопатки с учетом динамических свойств материала в трехмерной постановке [7].

1. Постановка задачи

Рассматривается фрагмент лопатки, представляющий собой трехмерную зону, размеры которой от пяти до десяти раз превышают размеры тела, совершающего локальный контактный удар по поверхности лопатки со скоростью V (рис. 1).

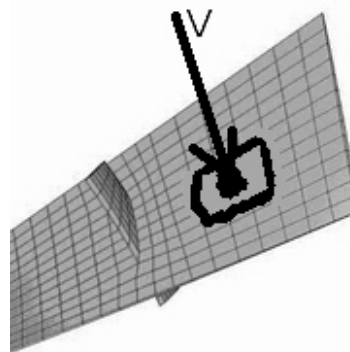


Рис. 1. Фрагмент лопатки.

В упругой области динамическое напряженно-деформированное состояние рассматривается как и в предыдущих работах [8]. Задача решается согласно деформационной теории пластичности после того, как интенсивности напряжений достигают динамического предела текучести, выбранного согласно известным эмпирическим зависимостям для исследуемого материала лопаточного аппарата компрессора [9]:

$$\sigma_i = \sigma_s \left\{ \left[1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{D} \right)^{\frac{1}{n}} \right] + \frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_s} \left[1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{D} \right)^{\frac{1}{n}} \right] \right\}^m, \quad (1)$$

где σ_s – статический предел текучести, ε_s – деформация предела текучести; D , n , m – параметры динамических свойств материала, определяемые экспериментально.

2. Математическое моделирование

Исследуемую область будем моделировать трехмерным телом в декартовой системе координат x, y, z . Уравнения движения имеют вид [10]:

$$\begin{aligned} (\lambda + \mu) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \mu \Delta u &= \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}; \\ (\lambda + \mu) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} + \mu \Delta v &= \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}; \\ (\lambda + \mu) \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} + \mu \Delta w &= \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}, \end{aligned} \quad (2)$$

где u, v, w – компоненты перемещений, λ, μ – параметры Ламе, ρ – плотность материала, α – коэффициент теплового расширения, $K = \lambda + \frac{2}{3}\mu$ – модуль объемного сжатия, ε – относительное объемное расширение:

$$\varepsilon = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = \text{div} U. \quad (3)$$

Нагрузка, приложенная в ограниченной области:

$$P(x, y, t) = P(x, y) e^{-\delta t}, \quad (4)$$

где δ – коэффициент затухания ударной нагрузки.

Уравнения движения дополняем зависимостями деформационной теории пластичности [10], учитывая тот факт, что в области больших пластических деформаций используется эмпирическая зависимость (1):

$$\begin{aligned} \sigma_x - \sigma &= \frac{1}{\Psi} \left(\varepsilon_x - \frac{1}{3} \varepsilon \right); \\ \sigma_y - \sigma &= \frac{1}{\Psi} \left(\varepsilon_y - \frac{1}{3} \varepsilon \right); \end{aligned}$$

$$\sigma_z - \sigma = \frac{1}{\Psi} \left(\varepsilon_z - \frac{1}{3} \varepsilon \right); \quad (5)$$

$$\tau_{xy} = \frac{1}{2\Psi} \gamma_{xy};$$

$$\tau_{xz} = \frac{1}{2\Psi} \gamma_{xz};$$

$$\tau_{yz} = \frac{1}{2\Psi} \gamma_{yz};$$

$$\varepsilon = 3K\sigma + 3\alpha T,$$

где множитель $\Psi = \frac{3}{2} \frac{\varepsilon_i}{\sigma_i}$.

Предложенная математическая модель позволяет учитывать большие пластические деформации в локальной зоне удара, а также определять связь между максимальными интенсивностями напряжений и ударно-импульсной нагрузкой.

3. Результаты численного анализа

Исследовалось напряженно-деформированное состояние локальной трехмерной области лопатки компрессора из титанового сплава с параметрами материала:

$$E = 1,3 \cdot 10^{11} \text{ Па}; \quad E_1 = 10,07 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

$$\sigma_s = 4,9 \cdot 10^8 \text{ Па}; \quad \sigma_s = 6,9 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

$$D = 4,45 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}; \quad n = 4,84, \quad m = 1.$$

Воздействие частицы на лопатку рассматривалось при скорости соударения 150 м/с (рис. 2, кривая 1) и 200 м/с (рис. 2, кривая 2), максимальная амплитуда нагрузки 48 МПа и 63 МПа соответственно, коэффициентом затухания импульса 10^6 с^{-1} . Длительность импульса соответствовала величине 10^{-5} с^{-1} .

Очевидно, что в такой постановке задача является существенно нелинейной. Ее решение проводилось с использованием адаптированных конечных разностей, что позволило на каждом шаге учитывать изменение свойств материала и соответствующее изменение параметров скоростной упругопластической деформации.

На рис. 2 приводятся результаты расчетов для максимальных интенсивностей напряжений в зоне

удара. Очевиден рост исследуемой величины в зависимости от скорости соударения с частицей. Анализ результатов позволяет прогнозировать повреждение, трещины или разрушения. Возможное разрушение оценивается на основе одного из критериев прочности [10].

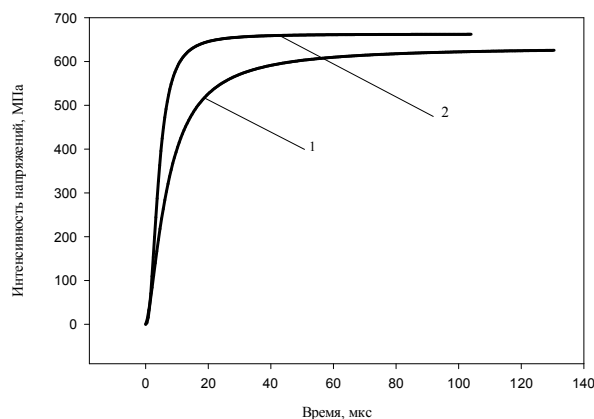


Рис. 2. Максимальные напряжения в зоне удара

Заключение

Представленная методика определения напряженно-деформированного состояния позволяет сделать вывод об уровне динамической напряженности в зоне удара и разработать практические рекомендации.

Литература

1. Роль импульсных нагрузок для ГТД / Ю.С. Воробьев, А.В. Колодяжный, М.В. Чернобрышко, Л. Крушка // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук.праць.* — Х.: НАКУ "ХАІ", 2002. — Вип. № 34. Двигуни та енергоустановки. — С. 136-140.
2. Воробьев Ю.С., Чернобрышко М.В., Крушка Л. Воздействие импульсных нагрузок на оболочечные элементы ГТД // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* — Х.: НАКУ "ХАІ", 2003. — № 40/5. — С. 64-67.
3. Воробьев Ю.С., Чернобрышко М.В., Крушка Л. Локальное импульсное воздействие на оболочечные элементы конструкций. // *Авиационно-*

космическая техника и технология: Научн.-техн. журн. — 2005. — № 9/25. — С. 181-184.

4. Воробьев Ю.С., Чернобрышко М.В., Крушка Л. Особенности численного анализа скоростного деформирования элементов конструкций под действием локальных импульсных нагрузок // IX KNT «Programy MES w komputerowym wspomaganiu analizy, projektowania i wytwarzania», Warsaw, Poland, 2005. — P. 545-551.
5. Экспериментально-теоретическое исследование деформирования цилиндрической оболочки при локальном ударе / Ю.С. Воробьев, М.В. Чернобрышко, А.В. Ярышко, Д.И. Степанченко // *Физические и компьютерные технологии. Тр. 12-й МНТК.* — Х., 2006. — С.137-139.
6. Ярышко А.В., Чернобрышко М.В., Воробьев Ю.С. Воздействие локальной ударной нагрузки на цилиндрическую оболочку // *Автомобильный транспорт.* — 2005. — Вып. 17. — С. 89-91.
7. Чернобрышко М.В. О применимости упрощенных математических моделей для расчетов конструкций при импульсном деформировании // *Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве. Тр. 11-й Межд. научн.-техн. конф. (2-3 июня 2005 г.).* — Х.: ХНПК "ФЭД", 2005. — С. 264-266.
8. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин. — К.: Наук. думка, 1988. — 224 с.
9. Скоростное деформирование элементов конструкций / Ю.С. Воробьев, А.В. Колодяжный, В.И. Севрюков, Е.Г. Янютин. — К.: Наук. думка, 1989. — 192 с.
10. Писаренко Г.С., Мохаровский Н.С. Уравнения и краевые задачи теории пластичности и ползучести. — К.: Наук. думка, 1981. — 496 с.

Поступила в редакцию 30.04.2007.

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

УДК 621.436

М.Р. ТКАЧ, Б.Г. ТИМОШЕВСКИЙ

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

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГТД МАЛОЙ МОЩНОСТИ ПРИ РАБОТЕ НА АЛЬТЕРНАТИВНОМ ТОПЛИВЕ

На базе созданного стенда ГТД-14-АТ исследованы теплотехнические и экологические показатели автономного турбогенератора на топливе, полученном из полимерного сырья и дизельном (Л02-40) топливе. Выявлена идентичность значений КПД, расходов воздуха и топлива, температуры на выходе. Содержание CO и в отходящих газах изменяется на 1...4%, а NOx – на 1...3 ppm.

альтернативное топливо, газотурбинный двигатель, экологические показатели, турбогенератор

1. Постановка проблемы

Исследованиям показателей газотурбинных двигателей (ГТД) на альтернативных топливах различного происхождения – спирты, синтетические топлива из угля, древесины и их смеси с традиционным топливом – посвящены исследования отечественных ученых, зарубежных лабораторий и институтов [1 – 3].

Вместе с тем, в литературе отсутствуют данные по работе газотурбинных двигателей на топливе, получаемом из отходов полимерного сырья. Альтернативные топлива, получаемые из отходов полимерного сырья (АТ) характеризуются технико-химическими свойствами, несколько отличающимися от таковых для топлив нефтяного происхождения.

Степень различия определяются сырьем и технологическим процессом получения АТ. Приведенные ниже показатели даны для АТ, полученного в лабораторных условиях [4], в сравнении с дизельным – Л02-40 по ДСТУ 3868 (табл. 1).

Цель исследования: создание экспериментального стенда с компьютеризированной системой измерений; исследование теплотехнических и экологических показателей ГТД малой мощности при работе на различных топливах.

2. Решение проблемы

2.1. Экспериментальный стенд. Исследование характеристик ГТД на жидких альтернативных углеводородных топливах выполнено на специально созданном стенде ГТД-14-АТ на базе вспомогательного ГТД АИ-8, основные показатели которого приведены в табл. 2.

Таблица 1

Основные техникохимические
показатели топлив

Показатели			Величина	
Вид топлива			Альтернативное	Дизельное
Фракционный состав, масс %	Диапазон температур выкипания, (Т-273) К	49...190	38,9	3...4
		190...353	56,1	80...83
		Свыше 353	5,0	13...17
Структурно-групповой состав, масс %	Углеводороды	Парафиновые	40,1	49...52
		Моноолефиновые	48,8	35...29
		Диеновые и ароматические	11,1	14...19
Кинематическая вязкость при Т=293 К, мм ² /с			2,88	3,2
Плотность при Т=293 К, кг/м ³			729	840
Температура выкипания 50% (Т ₅₀ – 273), К			230...240	280
Удельная низшая теплота сгорания, МДж/кг			43,1	42,0

Стенд оборудован штатной системой дистанционного управления, штатными измерительными приборами, контрольно-измерительными приборами и системой первичных датчиков для обеспечения автоматизации проведения эксперимента и обработки данных (рис. 1).

Таблица 2

Основные показатели ГТД АИ-8[5]

Мощность на клеммах генератора, кВт	
Номинальная длительная	14,0
Максимальная кратковременная	60,0
Частота вращения генератора, об/мин	6000...7000
Напряжение (при номинальной мощности), В	24,3...29,7
Количество топливных форсунок	6
Давление топлива перед форсунками не более, МПа	3,6
Давление топлива на входе в ГТД, МПа	0,08...1,3
Частота вращения турбокомпрессора, тыс. об/мин	26,0...37,0
Частота вращения свободной турбины, тыс. об/мин	24,0...28,0
Температура отходящих газов не более, К(°C)	(1053)780

Топливо из основной цистерны 1, выполненной в виде двух независимых секций для различных видов топлива, подается подкачивающим насосом шестеренного типа 2, через топливный фильтр типа ММЗ-50Л 3, турбинные преобразователи расхода ТПР5 или ТПР2-4 в топливную систему ГТД. Расходная характеристика каждого из турбинных преобразователей расхода подобрана таким образом, что верхний предел измерений датчика ТПР2 ($16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$) несколько превышает нижний предел измерений датчика ТПР5 ($12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$).

Установка датчиков давления, температуры, частоты вращения проведена с использованием штатных штуцеров и приводов для их присоединения. Значения температур воздуха в расчетных сечениях преобразуются в электрический сигнал термоэлектрическими преобразователями (градуировки ХК(L) или ХА(K) по ГОСТ 6616), а значения избыточного давления – тензoeлектрическими датчиками "Сапфир 22Д". Данные поступают в компьютеризиро-

ванную систему измерения и регистрации данных КСИРД-2-256. Оценка максимальной погрешности измерений статических параметров дает следующие значения: температура – 0,5 К; давление – 0,5% и веса (силы) – 0,25% верхнего предела измерений. Данные показатели близки к минимальным достижимым значениям при технических измерениях.

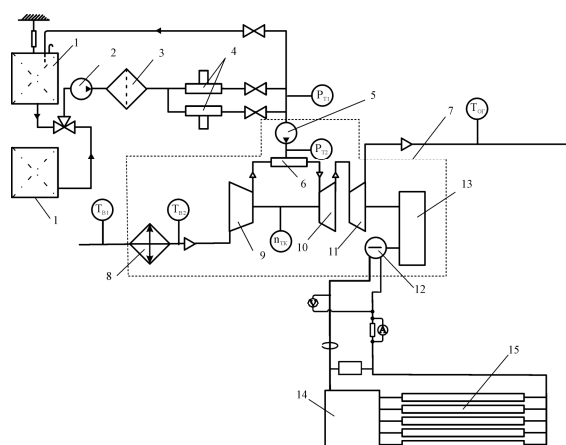


Рис. 1. Стенд ГТД –14-АТ для исследования характеристик ГТД на жидких углеводородных топливах:

1 – расходная топливная цистерна; 2 – подкачивающий электронасос; 3 – фильтр грубой очистки; 4 – турбинный преобразователь расхода; 5 –топливный насос-регулятор; 6 – камера сгорания; 7 – ГТД АИ-8; 8 – охладитель масла; 9 – компрессор; 10 – турбина компрессора; 11 – турбина генератора; 12 – генератор; 13 – редуктор; 14 – система управления нагрузкой; 15 – нагрузка

2.2. Система измерений. Состав и компоненты продуктов сгорания тепловых двигателей определяются измерительной системой на базе Testo 354/454 (рис. 2). Измерение концентрации компонентов осуществляется сенсорами компонентов 7. Забор пробы на анализ осуществляется из магистрали отходящих газов 1 объемным насосом 8 посредством пробоотборного зонда 2 через блок пробоподготовки, включающий в свой состав охладители 3 и фильтр 4 (рис. 2). Сигналы сенсоров компонентов 7 поступают в блок обработки 9 и, посредством интерфейсного кабеля RS232 и платы согласования 10 передаются в ПЭВМ. Элементы системы выполнены из стали 12Х18Н9Т – не оказывающей каталитического воздействия на исследуемые компоненты про-

дуктов сгорания. Основные характеристики измерительной системы Testo 354/454 по компонентам: кислород (O_2) – 0...25 объемных % с погрешностью 0,2%; углерода оксид (CO) – 100...2000 ppm с погрешностью 5%; азота оксид (NO) 0...3000 ppm с погрешностью 5%; азота диоксид (NO_2) 0...500 ppm с погрешностью 5%; серы диоксид (SO_2) 0...5000 ppm с погрешностью 5%. Время установления параметров не превышает 40 с.

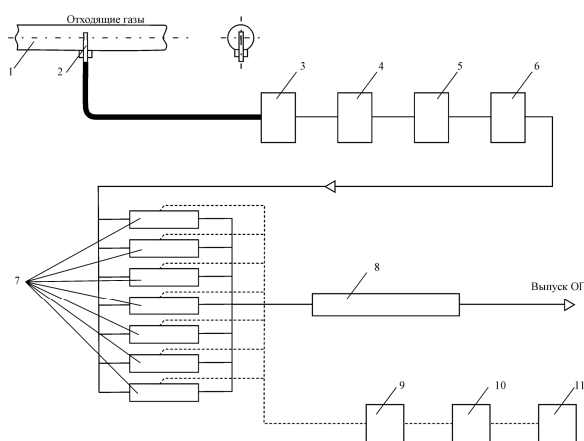


Рис. 2. Схема системы замера состава отходящих газов:

1 – магистраль отходящих газов; 2 – пробоотборный зонд; 3 – охладитель; 4 – осушитель; 5, 6 – фильтры; 7 – сенсоры компонентов; 8 – объемный насос; 9 – блок обработки; 10 – плата согласования; 11 – ПЭВМ

3. Результаты исследований

Сравнительные испытания газотурбинного двигателя АИ-8 на рассматриваемых топливах проведены на стенде ГТД-14-АТ при неизменной характеристике регулятора частоты вращения ротора турбокомпрессора ($n = const$). С целью обобщения, экспериментальные данные представлены, как правило, в относительном виде. В качестве базы для сравнения приняты экспериментальные показатели ГТД АИ-8, полученные на топливе ЛЮ2-40 при номинальной длительной мощности генератора (табл. 3).

3.1. Теплотехнические характеристики. Результаты испытаний на рассматриваемых топливах показаны на рис. 3. Как следует из приведенных

данных, влияние свойств рассматриваемых топлив на показатели ГТД в целом весьма незначительно.

Таблица 3

Базовые показатели стенда ГТД-14-АТ

Показатели, параметры	Величина
Мощность электрическая, $(N_e)_б$, кВт	14,1
Расход топлива, $(G_T)_б$ кг/с	0,024
Расход отходящих газов, $(G_{T_4})_б$ кг/с	1,63
Температура отходящих газов $(T_4)_б$ К	890
Коэффициент восстановления полного давления на выходе	0,995

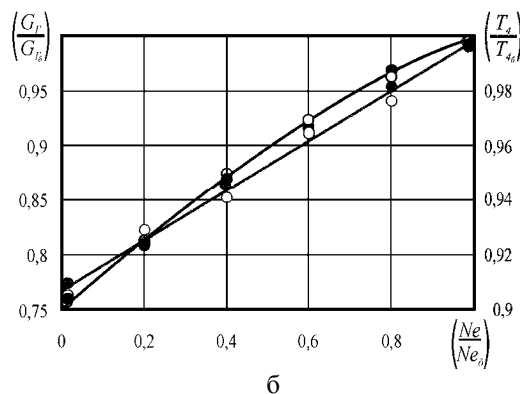
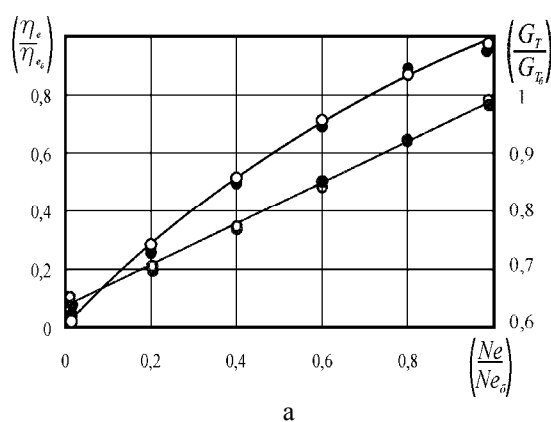


Рис. 3. Относительные теплотехнические показатели ГТД АИ-8:

а – КПД и расход топлива;
б – расход и температура отходящих газов;
топлива: ● – дизельное; ○ – альтернативное

Изменение КПД и массовых расходов газа на выходе и топлива при переходе с дизельного топлива на альтернативное не превышает 5%, а изменение температуры T_4 составляет от 5...10 К при номинальной нагрузке и увеличивается до 20...30 К при

малых нагрузках. Следует отметить, что рассматриваемый ГТД характеризуется малым диапазоном изменения значения температуры газов на выходе (менее 100 К) во всем диапазоне нагрузок.

Полученные экспериментальные характеристики адекватны результатам [6] с учетом различных величин коэффициента восстановления полного давления на выходе ГТД для сравниваемых экспериментальных стендов.

3.2. Экологические показатели. Экологические характеристики ГТД АИ-8 приведены на рис. 3. Как следует из приведенных данных, Содержание CO в отходящих газах в зависимости от режима нагружения несколько изменяется по сравнению с работой на дизельном топливе: на режиме полной длительной мощности его значение снижается на 5...10 ppm (1...2%) и повышается на 20...30 ppm (3...4%) при малой мощности. Тенденция изменения содержания NOx в отходящих газах противоположная – увеличение на 2...3 ppm на большой мощности и снижение на 1...2 ppm при малой.

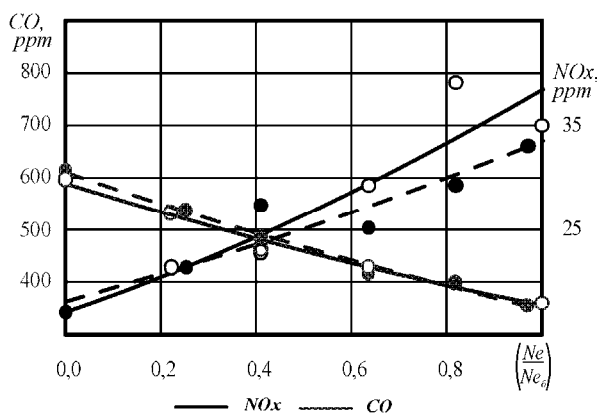


Рис. 4. Содержание CO и NOx в отходящих газах ГТД АИ-8; топлива: ● — дизельное; ○ — альтернативное

Выводы

1. Создан стенд с компьютеризированной системой измерений для исследования теплотехнических и экологических характеристик ГТД малой мощности.

2. Показано, что относительное значение теплотехнических характеристик ГТД при работе на

альтернативном топливе, составляет 0,95...1,05 таковых на дизельном.

3. Выявлено, что содержание CO в отходящих газах изменяется в зависимости от величины нагрузки на 1...4%, а NOx — на 1...3 ppm .

Литература

1. Основы расширения ресурсов топлив для судовых газотурбинных двигателей / В.П. Серегин, А.Ф. Горенков, В.Т. Бугай, В.И. Петров, И.Г. Ключко // Химия и технология топлив и масел. — 1980. — № 11. — С. 43-45.
2. Бар Д.У. Влияние состава топлив с расширенным фракционным составом на камеры сгорания авиационных газотурбинных двигателей // Аэрокосмическая техника. — 1983. — № 8. — С. 117-125.
3. Andrews R.G., Fuleki D., Zukowski S., Patnaik P.C. Results of Industrial Gas Turbine Tests Using a Biomass-Derived Fuel // Making a Business from Biomass in Energy, Environment, Chemicals, Fibers, and Materials; Overend, R.P., Chornet, E., Eds.; Elsevier Science Inc.: New York, 1997. — P. 425-435.
4. Strenziok R., Hansen U., Künster H. Combustion of Bio-oil in a Gas Turbine // Progress in Thermochemical Biomass Conversion; Bridgwater, A.V., Ed.; Blackwell Science: Oxford, 2001. — P. 1452-1458.
5. Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Альтернативные топлива для тепловых двигателей // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. — Х.: ХАІ, 2001. — Вип. 26. Двигуни та енергоустановки. — С.13-18.
6. Матвеев В.Т. Результаты испытаний опытного когенерационного газотурбогенератора с турбокомпрессорным утилизатором // Вісник ДУ «Львівська політехніка». Проблеми економії енергії. — Львів: ДУ «Львівська політехніка», 2004. — Вип. 2. — С. 22-25.

Поступила в редакцию 12.06.2007

Рецензент: проф. Ю.Л. Мошенцев, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев.

УДК 629.7.036:539.5

А.Н. МИХАЙЛЕНКО, Т.И. ПРИБОРА*ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина***ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРИМЕНЕНИЯ
ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ В КОМПРЕССОРАХ ГТД**

Рассмотрены особенности использования титановых сплавов в компрессорах ГТД. Выделены позитивные и негативные характерные черты титановых сплавов, их преимущества перед сталями. Приведены результаты испытания ГТД с имитацией титанового пожара; произведена оценка эффективности противопожарных мероприятий.

имитация титанового пожара, воспламенение, низкая теплопроводность, противопожарная защита силовой установки, местное выгорание, прогары

Введение

Выбор титановых сплавов в качестве материала для изготовления лопаток, дисков и других деталей компрессора, а первых ступеней – особенно, обусловлен прежде всего их высокой удельной прочностью в интервале температур от 150 до 400 °С. Они отлично сопротивляются коррозии по отношению ко многим реагентам. Предел усталости титана имеет такой же порядок, как и сталь. Однако наряду с этим, титановые сплавы обладают необычным сочетанием свойств, а именно: теплопроводность титана низкая и составляет $\approx 1/16$ от теплопроводности алюминия и $\approx 1/6$ от теплопроводности железа; титановые сплавы легко поглощают углерод, азот, кислород, водород и сильно изменяют механические свойства.

Опыт применения сплавов на основе титана показал, что способность титана воспламеняться при трении деталей роторных о статорные и поддерживать горение без подвода тепла извне свойственна всем титановым сплавам, применяемым при изготовлении деталей ГТД.

Вследствие низкой теплопроводности титановых сплавов возрастает возможность повышения их температуры до критических значений, при которых возникает воспламенение [1].

К интенсивному, местному разогреву деталей может привести интенсивное трение, которое воз-

никает по следующим причинам:

- разрушение подшипников и деталей опор роторов;
- деформация корпусов компрессоров;
- попадание посторонних предметов в газоздушный тракт с последующим обрывом части или всего пера рабочей лопатки, и заклиниванием ее в торцевом или радиальном зазоре следующей ступени;
- касание ротора о статор вследствие увеличения дисбаланса ротора, возникающего при обрыве отдельных частей ротора при работающем ГТД;
- возникновение нерасчетного помпажного режима, при котором отдельные элементы ротора могут коснуться статорных деталей;
- вибрации деталей.

Особенностью горения титана являются высокая температура пламени (свыше 1800 °С) и большая скорость его распространения. Факторами развития титанового пожара являются: выделение дополнительного тепла при трении деталей, теплообразование в результате реакции окисления при горении, растворение окисной пленки на их поверхности, теплопередача от очага пожара и перенос расплавленного титана на соседние детали. Важными факторами для поддержания горения являются температура, давление и скорость потока воздуха в компрессоре

Исследования титанового пожара показали, что горение продолжается до тех пор, пока температура воздуха не снизится до некоторого критического значения, или пока не иссякнет источник воспламенения. «Титановый» пожар длится не более 20 сек, и может выйти за пределы двигателя.

1. Формулирование проблемы

Нормативная документация по правилам конструирования ГТД (Нормы летной годности) требует, чтобы в случае возникновения «титанового» пожара в одном из элементов конструкции компрессора пожар локализовался внутри двигателя, для чего необходимо выполнить анализ траектории разлета продуктов сгорания. Соответствующим образом должны быть выбраны материал и конструкция корпусов компрессоров.

С целью проверки достаточности разработанных мероприятий по обеспечению пожаробезопасности двигателя необходимо было получить (смоделировать) возникновение «титанового» пожара в одной из наиболее теплонапряженных зон – на последних ступенях компрессора.

2. Организация испытания

Для организации касания деталей ротора о статор был спроектирован специальный механизм, позволяющий при работающем двигателе производить тарированное перемещение ротора, которое измерялось с помощью тензодатчиков.

В качестве объекта испытания был выбран ТСДД Аи-25 со специальным подбором минимальных ($0,8^{+0,2}_{-1,53}$ мм) зазоров на последних ступенях компрессора высокого давления (8 ступень) и установкой указанного механизма в опоре КВД. По техническим требованиям чертежа данные зазоры имеют величину $3,6^{+1,23}_{-1,53}$ мм.

Механизм смещения обеспечивал ход ротора не более 3 мм, место касания представлено на рис. 1.

Для повышения стойкости кожухов наружного контура прожигу горячим потоком газа в ходе предварительно проведенных экспериментальных работ

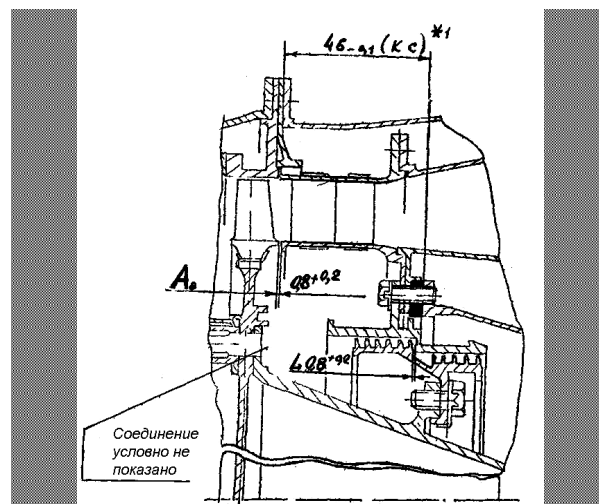


Рис. 1. Схема организации осевых зазоров

было отдано предпочтение покрытию герметиком Висксинт У-4-21. Результаты экспериментальных работ приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты экспериментальных работ

Материал образца и покрытие	$t_{г}^*, ^\circ\text{C}$	τ , с время, до прожига
АМГ6-М ГОСТ 21631-76	1700	2,0
АМГ6-М ГОСТ 21631-76. Покрытие Висксинт У-4-21. Толщина слоя 2 мм	1700	20,0
АМГ6-М ГОСТ 21631-76. Покрытие Висксинт У-4-21, толщина слоя 2 мм и два слоя стеклоткани, толщина покрытия 2,35 мм	1700	больше 30
АМГ6-М ГОСТ 21631-76. Покрытие Висксинт У-4-21. Толщина слоя 2,7 мм	1700	21

2.1. Подготовка испытания. В ходе подготовки двигателя к испытаниям на кожухи наружного контура был нанесен защитный слой герметика Висксинт У-4-21 толщиной 2 мм. В опоре шарикоподшипника ротора КВД установлен механизм, обеспечивающий перемещение ротора КВД и касание его о детали статора на работающем двигателе для инициализации возгорания титановых деталей КВД от трения в местах касания.

Для определения момента возникновения титанового пожара в узле КВД и последующего контроля температурного состояния деталей статора двигателя были препарированы термопарами кожухи вто-

рого контура камеры сгорания, производились замеры температуры воздуха за КВД, температуры в плоскости ребра №3 корпуса камеры сгорания, температуры воздуха за турбиной. Замерялось давление воздуха за КВД. На кожухи наружного контура компрессора, камеры сгорания и турбины был нанесен защитный слой герметика Висксинт У-4-21 ОСТ 38.03238-81 толщиной 2,0,5 мм.

2.2. Ход испытаний. Произведен запуск двигателя. Работа на малом газе и увеличение режима до максимальных оборотов ротора компрессора $n_{\text{КВД}} = 92,8\%$ отклонений от технических условий не имели. Приведен в действие механизм осевого перемещения ротора КВД. Изменился звук работы двигателя, произошел хлопок с выбросом пламени из реактивного сопла. При этом был зарегистрирован пожар в узле КВД:

- резкий скачок температуры воздуха за КВД до 1300°C ;
- резкий скачок температуры в камере сгорания до 1075°C ;
- температура газов за турбиной достигла величины 810°C ;
- резкое падение давления воздуха за КВД;
- падение частоты вращения ротора КВД;
- увеличение уровня вибраций.

В момент возникновения пожара наблюдался выброс факела пламени из реактивного сопла.

В соответствии с программой испытания через 35 с с момента возникновения пожара был перекрыт пожарный кран стеновой топливной системы, прекращающий подачу топлива к топливному насосу. Спустя 6 мин 12 с с момента начала пожара факел пламени начал гаснуть и окончательно был потушен углекислотным огнетушителем. Титановый пожар длился 5 с.

Характер изменения регистрируемых параметров при проведении испытания приведен на осциллограмме (рис.2).

2.3. Результаты испытания. При разборке двигателя обнаружено, что возгорание деталей КВД из титанового сплава произошло в результате касания и трения заднего торца диска 8 ступени ротора КВД о внутреннее кольцо направляющего аппарата 8 ступени.

В результате дефектации установлено:

- полное выгорание внутреннего кольца, лопаток направляющего аппарата 8 ступени КВД и внутреннего диффузора;
- местные прогары лобового кольца и головок стабилизаторов жаровой трубы;
- местное выгорание наружного кожуха корпуса камеры сгорания между головками жаровой трубы;
- обгорание торца диска и замков рабочих лопаток 8 ступени ротора КВД в месте касания о внутреннее кольцо направляющего аппарата 8 ступени;

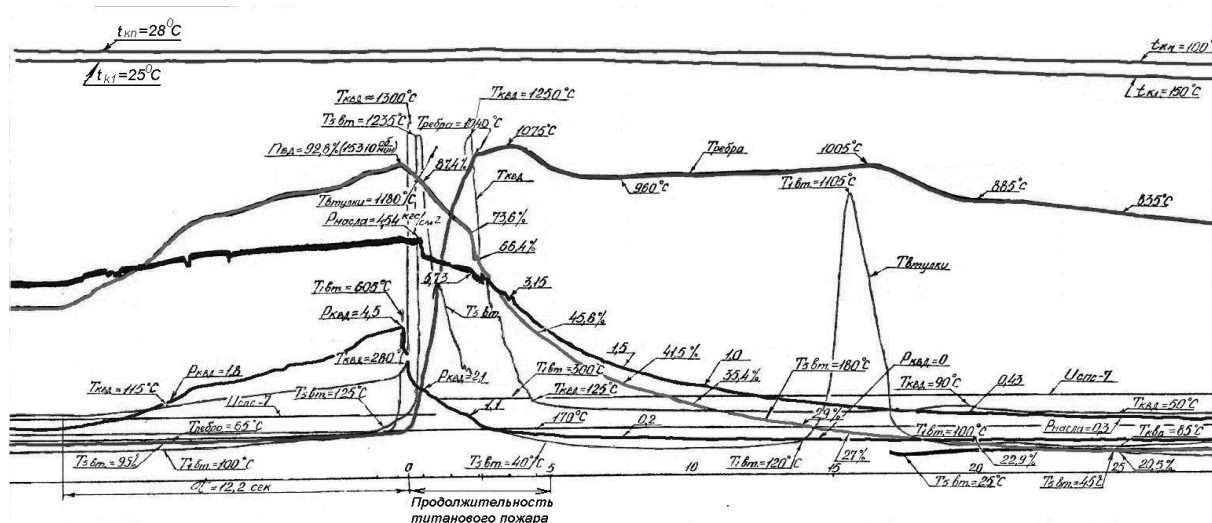


Рис. 2. Характер изменения контролируемых параметров работы двигателя во время испытания

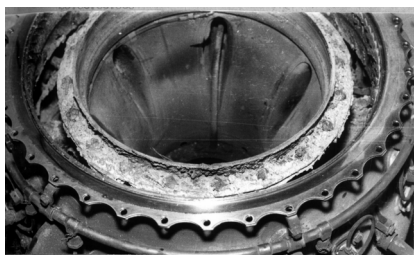


Рис. 3. Полное выгорание внутреннего кольца и лопаток направляющего аппарата 8 степени



Рис. 4. Обрыв всех бандажных полок, деформация перьев лопаток на рабочем колесе ТВД



Рис. 5. Прогар и оплавление нижней половины кожуха турбины

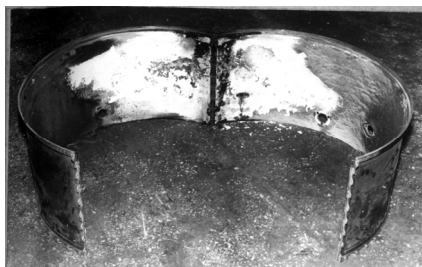


Рис. 6. На 30% площади наблюдается термодеструкция герметика на половину толщины слоя

- выгорание крайнего гребешка верхней части заднего лабиринта при касании о втулку;
- обрыв всех бандажных полок, деформация перьев
- лопаток на рабочем колесе ТВД;
- прогар и оплавление нижней половины кожуха турбины;
- на кожухе, покрытом герметиком Висксинт У-4-21, в нижней части произошла термодеструкция

герметика на половину толщины слоя на площади около 5%; состояние герметика на второй половине толщины слоя и на остальной площади удовлетворительное.

На рис. 3...6 показаны последствия титанового пожара.

3. Заключение

Наиболее эффективными мероприятиями по снижению пожароопасности при применении титановых сплавов являются следующие:

- применение сталей и никелевых сплавов в качестве материала корпусов, направляющих аппаратов, рабочих колец компрессоров;
- подбор оптимальной величины радиальных и осевых зазоров в компрессоре;
- применение лопаток из титановых сплавов с утолщенными кромками и низким уровнем переменных напряжений;
- высокая надежность работы системы смазки и охлаждения подшипников опор, в первую очередь радиально-упорных.

Разработанный и примененный механизм осевого перемещения ротора компрессора позволяет получать касания роторных деталей о статорные в любой части компрессора. Отработанная методика исследования дает возможность выбора материала покрытия и его оптимальной толщины. Свойства выбранного покрытия обеспечили огнестойкость наружных элементов двигателя, чем подтвердили соответствие двигателя нормативным требованиям.

Литература

1. Эверхарт Джон Л. Титан и его сплавы. – М.: Наука, Гостехиздат черной и цветной металлургии, 1956. – С. 15-25.

Поступила в редакцию 10.06.2007

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

УДК 629.7.03.018

О.Н. БЫЛИНКИНА**ФГУП РФ «Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Россия**

К СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ТЕХНОЛОГИИ КОНТРОЛЯ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ВИНТОВ И ВИНТОВЕНТИЛЯТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД

На основе обобщения опыта летных исследований вибрационного нагружения воздушных винтов и винтовентиляторов авиадвигателей на летающей лаборатории (ЛЛ) и основных летательных аппаратах (ЛА) разработана технология контроля динамического нагружения элементов винтовентиляторов в эксплуатации по штатной полетной информации. Обоснованы структура модели динамического нагружения винтовентилятора, номенклатура обследуемых режимов для ее получения.

винтовентилятор, летные испытания, токосъемник, безопасность, косой обдув, угол заклинения, модель нагружения, бортовой контроль, эквивалентное напряжение

Введение

Летные исследования воздушных винтов в натурных условиях показали, что в лопастях винта (как дюралевых, так и сделанных из композитных материалов) из-за их косоугольного обдува, возбуждаются вибрационные напряжения высокого уровня. Для таких исследований обычно используется сложный измерительный комплекс, основным элементом которого является малоресурсный токосъемник. Но даже на серийных самолетах с ГТД, имеющих штатные токосъемники реализовать непрерывный контроль уровня нагружения весьма проблематично. В результате в эксплуатации в настоящее время учет истощения ресурса усталостной прочности ведется опосредственно, без индивидуального контроля вибронаработки.

В связи с этим, в процессе выполнения исследовательских работ в Летно-исследовательском институте им. М.М. Громова (ЛИИ) по оценке виброн нагружения элементов винтов была поставлена цель получения моделей динамического нагружения элементов винтовентиляторов, позволяющих по параметрам полета, без непосредственных измерений нагрузок определять уровень виброн напряжений в лопастях винтов в эксплуатации.

Формулирование проблемы

Решение поставленной задачи потребовало:

- выбора средств измерений деформации на вращающихся элементах винтовентиляторов;
- разработки алгоритмов определения усталостного повреждения лопастей и вибрационной наработки винтов с помощью моделей нагружения;
- выявление области режимов полета с максимальным динамическим нагружением в элементах винтовентилятора;
- разработки экспериментальной модели динамического нагружения винтов, позволяющей прогнозировать нагрузки на элементы винтовентилятора на отдельно взятых режимах полета.

2. Решение проблемы

Установление ресурса воздушного винта по условиям выносливости основано на определении напряженного состояния его конструктивных элементов непосредственно на самолете, в наземных условиях и в полете. При этом наибольшее число измерений для оценки нагружения выполняется на лопастях и вале редуктора, поскольку они являются наиболее ответственным элементом нагружения. При установлении и дальнейшем продлении ресурса требу-

ется многократное повторение тензометрирования элементов винтов на равноценных режимах работы двигателя от малого газа до максимального режима работы двигателя. Если на начальном этапе установления ресурса из всей совокупности напряжений на каждом режиме выбирается их максимальные значения, то при продлении ресурса требуется учет повторяемости напряжений в пределах каждого измерения, что приводит к необходимости проведения длительных специальных испытаний на летающих лабораториях с использованием средств измерений деформации на вращающихся элементах винтовентиляторов.

На практике, реализовать непрерывный контроль уровня вибронагружения винтов на самолетах с ТВД технически невозможно из-за малоресурсных токосъемников. Поэтому работа по оценке вибронагруженности элементов винтов при летных испытаниях ГТД велась в следующих направлениях:

разработка токосъемников; обеспечение непрерывного контроля вибронагружения винтов в испытательных полетах с целью обеспечения безопасности проведения испытаний и получения экспериментальной информации на всех исследуемых режимах полета самолета; разработка технологии контроля вибрационной наработки винтов с помощью моделей нагружения, полученных по косвенным параметрам, без непосредственных измерений нагрузок.

Практика летных испытаний показала, что большим сдерживающим фактором в развитии летно-прочностных испытаний винтов являлось использование малоресурсных ртутных и спиральных токосъемников, без которых невозможно производить передачу сигналов с вращающихся элементов винтов. В 1998г. впервые в практике летных исследований отечественных ГТД была предпринята попытка использовать бортовой измерительный комплекс, созданный фирмой «МКЛ» совместно с ЛИИ им. М.М. Громова, на основе применения лазеров. Прибор прошел успешные лабораторные испытания и апробирован при проведении наземных и летных испытаниях двигателя Д-27 на борту ЛЛ. Использование лазерного измерителя скрутки позволило определить

угол динамической скрутки пера лопасти, изменение положения плоскости винта относительно фюзеляжа, измерить колебания всех лопастей винтового комплекса. В процессе проведения испытаний были выявлены и существенные недостатки прибора:

- необходимость расположения объекта измерений в прямой видимости,
- сложность коррекции прецессирования крайней точки кока винта и амортизации подвески, на которой размещался лазерный вибромметр,
- достаточно большие габариты лазерных систем.

Параллельно с выше описанной разработкой в 1996 году в ЛИИ был подготовлен опытный образец измерительно-регистрирующего комплекса «Вихрь», предназначенный для измерения переменных деформаций на вращающихся частях винта. Передача сигналов с вращающихся частей переднего и заднего винтов производилась с помощью штатного токосъемника по экранированному электрокабелю, проложенному от носка редуктора двигателя до регистрирующей аппаратуры. Комплекс был успешно опробован при наземных и летных испытаниях соосного винта СВ-27 в компоновке двигателя Д-27 на ЛЛ Ил-76 и в 2000г. установлен на самолет Ан-70 в обеспечение ресурсных испытаний по тензометрированию винтов.

Появление микропроцессорной техники, персональных компьютеров, современных многоканальных, многоразрядных аналого-цифровых преобразователей, мощных операционных систем обеспечило реализацию бортового визуального контроля вибронапряжений в реальном времени.

В институте разработан и опробован бортовой программно-аппаратный комплекс, обеспечивающий регистрацию высокочастотной полетной информации по 96 каналам измерения с частотой дискретизации 32 кГц с одновременной визуализацией величины деформации по 32 каналам [1]. В нем реализована возможность получения экспериментальных данных в течение всего полета с оценкой наработки винтов и эквивалентных напряжений в них без пропуска информации (рис. 1).

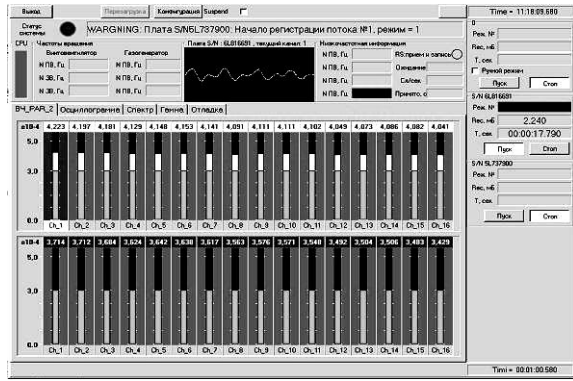


Рис. 1. Вариант рабочего окна пульта оператора-экспериментатора для контроля уровней вибронапряжений в реальном времени

При проведении прочностных испытаний винтов на ЛЛ были опробованы известные алгоритмы определения усталостного повреждения лопастей и вибронной наработки винтов [2].

$$\bar{N} = \sum \frac{N_{\text{цикл}}}{N\partial} \leq 1,$$

где $\bar{N}$ – повреждаемость; $N_{\text{цикл}} = T \cdot f_{\text{винт}}$ – количество циклов нагружения (наработка винта); $N\partial = \text{const} \sigma_{\text{экв}}^m$ – количество циклов до разрушения;

При оценке усталостной прочности, опираясь на работы Певзнера Л.М., использовались не значения самих параметров распределения напряжений, а соответствующие им значения повреждаемости в виде эквивалентного напряжения. Совокупность динамических напряжений, возникающих на режиме, заменялась напряжением одного уровня, так называемым эквивалентным напряжением $\sigma_{\text{экв}}$, которое при том же числе циклов нагружения вносит такую же повреждаемость, что и вся совокупность.

Используя гипотезу линейного суммирования повреждаемости определялось эквивалентное напряжение и количество циклов нагружения. Вычисление проводилось двумя способами.

В первом случае при выполнении начальных условий входа в алгоритм $\sigma > \sigma_{\text{доп}}$, выбиралось текущее измеренное значение σ_i и по указанному ниже алгоритму вычислялось эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{экв}}$ на каждом шаге вычисления (при этом параллельно подсчитывалось количество циклов):

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt[m]{M^{N+1} \sigma_{i(n\partial, 3\partial)}^m} -$$

эквивалентное напряжение переднего (заднего) винта;

$$\sigma_i = K_{\text{тар}} \cdot \sqrt{2D_{\sigma}} -$$

текущие напряжения;

$$M_{\sigma_i}^{N+1} = \frac{N}{N+1} M_{\sigma_i}^N + \frac{\sigma_{N+1}^m}{N+1},$$

где $M_{\sigma_i}^{N+1}$ – среднее значение, m – показатель кривой усталостной прочности.

При достижении порога, обеспечивающего достаточную точность вычисления ($N_{\text{цикл}} = N_{\text{задн}}$) система автоматически переходила к определению расчетного эквивалентного напряжения $\sigma_{\text{экв}}^{\text{расч}}$ посредством модели

$$Y = A \cdot X + B,$$

где $X = \alpha_{\text{сам}} \cdot V_{i_3}^2$ – комплекс параметров, определяющих уровень нагружения; $\alpha_{\text{сам}}$ – угол атаки самолета; V_{i_3} – индикаторная земная скорость;

$$Y_i = \sigma_i = \sqrt{2D_{\sigma}} \cdot K_{\text{тар}},$$

где Y_i – измеряемое напряжение; D_{σ} – значение дисперсий вибронапряжений; $K_{\text{тар}}$ – тарифовочный коэффициент; A , B – коэффициенты линейной регрессионной зависимости между уровнем напряжения в лопасти и аэродинамическими силами, действующими на лопасти винта в условиях кривой обдувки;

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{расч}} = \sqrt[m]{M \cdot Y_{n\partial(3\partial)}^m} -$$

расчетное эквивалентное напряжение.

Данная модель была использована в качестве первого приближения до получения экспериментальной модели вибронгружения винтов по косвенным параметрам. Использование разработанной бортовой системы контроля уровня нагружения винта и предложенной математической модели на 1-м цикле испытаний винта СВ-36 на ЛЛ позволило предотвратить наработку винтов в условиях интенсивного нагружения, обеспечив плановое расширение диапазонов полета.

Выше указывалось, что для установления начального ресурса воздушного винта достаточно учи-

тывать напряжения на “верхнем пределе”, т.е. напряжения, соответствующие максимальному взлетному весу самолета, а для продления ресурса необходимо учитывать опыт эксплуатации.

При продлении ресурса винтов во время проведения летно-прочностных испытаний в соответствии с АП-35 п.35.5, используются значения нагружения элементов винтовентилятора, полученные при выполнении полетов по типовому профилю: взлет, набор высоты, выполнение площадок на разных высотах и скоростях полета, посадка самолета, а также на режимах, допускаемых техническими возможностями самолета (предельные перегрузки, глубокие скольжения и т.д.). Количество маневров и их интенсивности при выполнении профиля полета не определены, поэтому возникает необходимость в уточнении подходов к проведению испытаний ТВД (ТВВД) и необходимости прогнозирования условий максимального нагружения элементов винта (выполнении эволюций самолетом, полетов на большие углы атаки, влияния косого обдува лопастей при малых и больших скоростях полета). Так при испытаниях винта СВ-27 на ЛЛ при разгонах самолета были получены недопустимые уровни вибронпряжений, достигавшие на вале редуктора 30 кг/мм^2 , а в элементах заднего винта 17 кг/мм^2 . В результате двигатель получил значительные повреждения.

На основе полученных в полетах на ЛЛ экспериментальных данных были выбраны полиномиальные модели связи уровня динамического нагружения лопастей с различной группой физических параметров и внешних условий в многофакторном пространстве [3]:

$$\sigma = f(\alpha_{сам}, M, M_{кр});$$

$$\sigma = K(\alpha_{сам} + \delta_{закл}) V_i^2 \text{ и т.д.}$$

Установлено, что наиболее сильное влияние на нагружение элементов винта оказывают угол атаки самолета, скорость полета (либо любой аналог скорости: число M полета, скорость набегающего потока на элемент лопасти W , скоростной напор), углы заклинивания и скольжения, изменение механизации крыла, веса самолета и перегрузок.

На основе экспериментальных данных, полученных при проведении летных испытаний винта СВ-27 на ЛЛ и теоретического анализа механизма нагружения винтов, была идентифицирована модель динамического нагружения элементов винтовентилятора следующей структуры [4]:

$$\sigma = \kappa_{\alpha}(\alpha_{сам} + \delta) V_{iz}^2 + \kappa_{\beta} \cdot \beta \cdot V_{iz}^2 + k_{реж} \cdot G_{сам}, \quad (1)$$

где σ — уровень вибрационных напряжений; $\alpha_{сам}$, β — углы атаки и скольжения самолета; δ — угол заклинивания двигателя относительно строительной горизонтали самолета; V_{iz} — индикаторная земная скорость; $k_{реж}$ — коэффициент влияния режима; κ_{α} , κ_{β} — коэффициенты влияния углов атаки и скольжения; $G_{сам}$ — вес самолета.

Методика определения зависимости динамических напряжений от условий полета и уточнения области режимов полета с максимальным динамическим нагружением в элементах винтовентилятора рассмотрена ниже на примере соосного винта СВ27.

При проведении динамических испытаний соосного винта СВ-27 в компоновке двигателя Д-27 на самолете Ан-70 были получены параболические зависимости вибрационного нагружения элементов винтовентилятора от скорости полета с характерным минимумом при скорости, соответствующей отсутствию “косого” обдува, позволяющие определить, как диапазон безопасных скоростей полета, так и правильность выбранного угла заклинивания двигателя на самолете (рис. 2).

Введение величины относительных напряжений $\bar{\sigma}$, представляющих собой отношение динамических нормальных напряжений к индикаторной скорости (скоростному напору), как показано на рис. 3, позволило получить однопараметрическую зависимость от угла атаки крыла.

С этой целью анализировались участки полета в спокойной атмосфере при $n = 1$. Видно, что величина $\bar{\sigma}$ пропорциональна величине кривой обдувки.

Проведение испытаний с разным весом самолета от минимального до максимального показали, что от

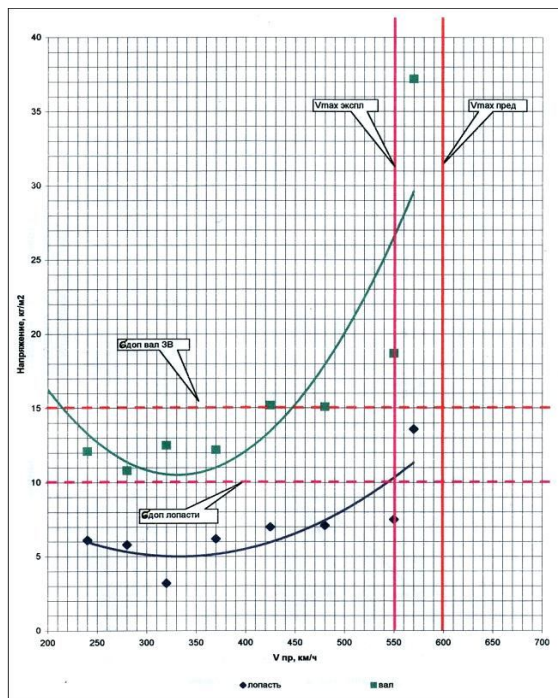


Рис. 2. Изменение величины вибрационных напряжений в лопастях винтовентилятора и вале редуктора при выполнении самолетом разгона до $V_{max\text{ перед}}$ (ЗВ – задний винт, ПВ – передний винт)

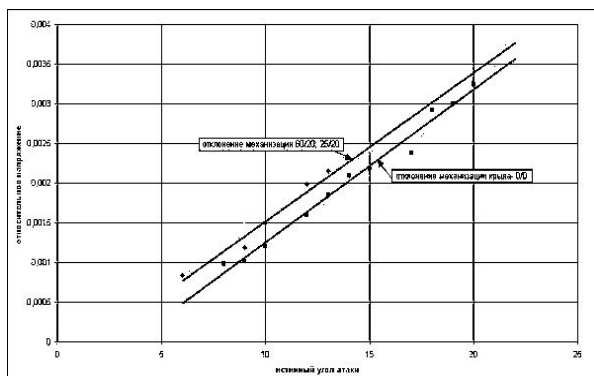


Рис. 3. Изменение величины относительного напряжения в зависимости от изменения угла атаки

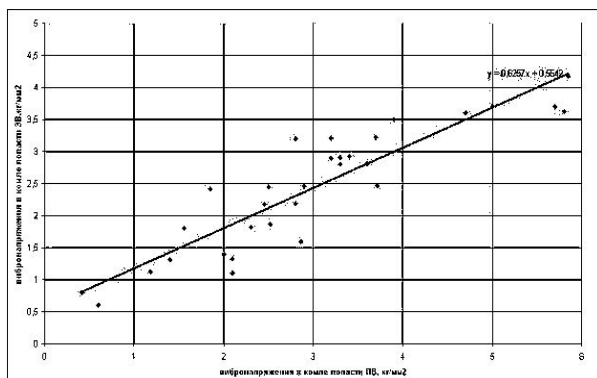


Рис. 4. Изменение нагружения лопасти переднего винта при выполнении полетов с разным весом самолета

изменения угла атаки самолета при той же скорости полета зависит в основном уровень нагружения переднего винта, т.е. только для переднего винта имеет место «чистая» косая обдувка (рис. 4).

Уровень нагружения лопасти заднего винта слабо зависит от угла атаки и в основном определяется квадратом индикаторной скорости (рис. 5).

Кроме того, значительное снижение вибронапряжений в переднем винте при полете ЛЛ с максимальным весом не привело к соответствующему снижению вибронапряжений в лопастях заднего винта и вале редуктора. Это указывает на то, что нагружение вала винта в основном определяется работой заднего винта. Дополнительным аргументом в пользу такого вывода является наличие меньшей корреляции (большого разброса) между уровнями вибронагружения переднего и заднего винтов по сравнению с аналогичной зависимостью для разных точек одного винта (рис.6).

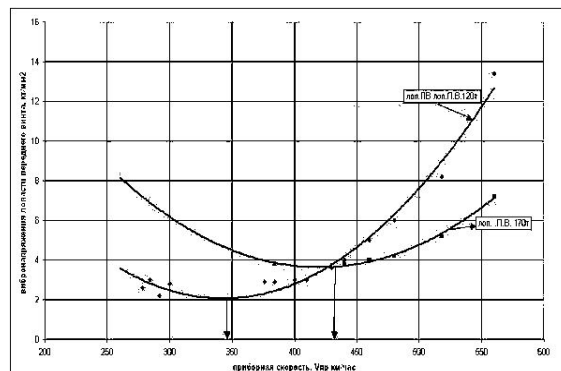


Рис. 5. Изменение нагружения лопасти заднего винта и вала редуктора при выполнении полетов с разным весом самолета

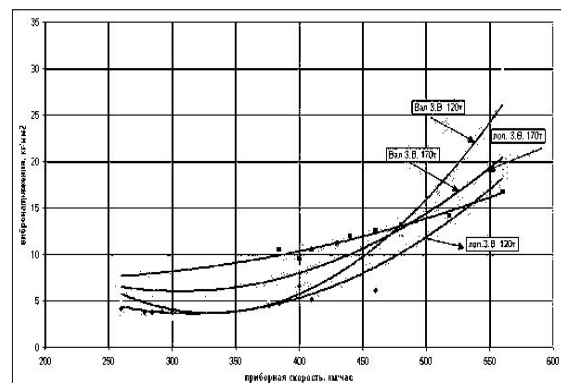


Рис. 6. Взаимосвязь вибронапряжений, замеренных в комлевых сечениях переднего и заднего винтов в одинаковых полетных условиях

Влияние угла скольжения было отмечено при выполнении самолетом координированного скольжения «влево». Уровень нагружения при этом изменялся прямо пропорционально значению угла скольжения. Такой характер нагружения при скольжении самолета «влево» связан, по-видимому, с возникновением перед винтом значительной неравномерности параметров набегающего потока из-за особенностей обтекания фюзеляжа самолета. Следует иметь в виду, что влияние фюзеляжа на нагружение лопастей зависит от взаимного расположения винта и фюзеляжа и проявляется по – разному на различных самолетах в зависимости от места размещения винта, наиболее нагруженными являются винты внутренних двигателей.

При описании модели нагружения винтов коэффициенты влияния углов атаки и скольжения были рассчитаны исходя из имеющихся экспериментальных данных по следующим алгоритмам:

$$\kappa_{\alpha} = \Delta\sigma / \Delta\alpha \cdot V_{из}^2;$$

$$K_{\beta\alpha} = \Delta\sigma / \Delta\beta \cdot V_{из}^2,$$

которые позволили с достаточной точностью описать модель нагружения винтов.

В процессе испытаний было установлено, что в полете коэффициент влияния режима работы двигателя значимого влияния на экстремальное нагружение винтов не оказывает. Изменение положения механизации крыла и шасси влияют на уровень нагружения (за счет изменения $\alpha_{сам}$). Однако, эффект влияния будет зависеть от того, выполняется ли эта уборка на конкретном самолете до $V_{пр}$, соответствующей минимуму нагружения ($\alpha = \alpha_{сам} + \delta = 0$), либо после.

В целом можно сделать вывод, что выше указанная модель пригодна для оценки напряжений в условиях превалирования «чистой» кривой обдувки (большие скорости, прямолинейный полет без скольжения). В условиях малых скоростей «чистая» кривая обдувки винта определяет вибронгружение совместно с местными искажениями потока переднего винта, возникающего из-за обтекания фюзеляжа, крыла и мотогондолы.

Использование указанной модели позволило выполнить расчетную оценку ожидаемого уровня нагружения винтовентилятора СВ-27 и вала редуктора двигателя Д-27 на самолете Ан-70 по косвенным (самолетным) параметрам и дать рекомендации по проведению вибрационных испытаний винтов.

Заключение

При подготовке к проведению испытаний следует ориентироваться не только на традиционное измерение напряжений в полете по типовому профилю, но и на определение зависимостей, связывающих величину динамических напряжений в лопасти с параметрами полета. Построением полиномиальных регрессионных моделей связи уровня динамического нагружения лопастей с различной группой физических параметров и внешних условий выявлены основные факторы, влияющие на нагружение винтов в полете, уточнены области режимов полета с максимальным нагружением. Модель вибрационного нагружения соосных винтов, полученная по материалам летно-прочностных испытаний на ЛЛ, позволила расчетным путем оценить нагрузки, ожидаемые на основном самолете.

Литература

1. Программно-аппаратный комплекс для летно-прочностных испытаний авиационных ГТД нового поколения / О.Н. Былинкина, Б.Б. Коровин и др. // Авиационно-космическая техника и технология: Научн. техн. журн. – 2005. – № 10/26. – С. 116-124.
2. Былинкина О.Н., Штепина Л.И., Червонюк В.В. Обеспечение непрерывного контроля вибронгруженности винтов в полете // Материалы отраслевой конференции НТК. – М.: ЛИИ, 1989. – С. 189.
3. Былинкина О.Н. Козлов А.С. Задачи контроля вибрационной наработки винтов в эксплуатации // Материалы НТК. Летные исследования силовых установок ЛА. – М.: ЛИИ, 1992. – С. 150-151.

Поступила в редакцию 5.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, ст. науч. сотр. Б.Б. Коровин, ЛИИ им. М.М. Громова, Жуковский, Россия.

УДК 629.7.03.018

Б.Б. КОРОВИН¹, П.В. ВОЛКОВ², А.А. СТАСЕВИЧ¹¹*ФГУП РФ «Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Россия*²*ФГУП РФ «ММПП «Салют»», Россия*

К КОНТРОЛЮ ВИБРОНАРАБОТКИ ЛОПАТОК ВЕНТИЛЯТОРА ТРДДФ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ И В ЭКСПЛУАТАЦИИ

На основе анализа материалов динамического тензометрирования лопаток вентилятора современного ТРДДФ в наземных и летных условиях выявлены области режимов полета и работы двигателя с повышенной виброн нагруженностью лопаток. Разработана технология автоматизированной оценки их вибронработки на указанных режимах при испытаниях, предложен алгоритм контроля этой наработки в эксплуатации.

лопатки вентилятора, виброн нагруженность, вибронработка, контроль, резонанс, гармоника возбуждения, турбулентность потока, пространственная неравномерность потока

Введение

Практика вибрационной доводки современных ТРДДФ свидетельствует о высокой виброн нагруженности рабочих лопаток их вентиляторов, что требует контроля этой нагруженности на всех этапах жизненного цикла двигателя.

Как указывалось в [1], наряду с использованием методов прогнозирования и контроля динамического нагружения лопаток при их вынужденных колебаниях с помощью различных экспериментальных моделей, полученных по материалам тензометрирования двигателя на стенде и основном самолете, возможны ситуации, когда контроль повышенной виброн нагруженности лопаток в эксплуатации может быть сведен к оценке их вибронработки. Подробному рассмотрению такой ситуации и посвящена настоящая работа.

1. Формулирование проблемы

Высокая виброн нагруженность лопаток вентиляторов современных ТРДДФ и необходимость контроля этой нагруженности определяется рядом объективных факторов, связанных с существующей технологией проектирования и условиями эксплуатации двигателя в компоновке силовой установки

сверхзвукового маневренного самолета. К указанным факторам относятся:

- трудности надежной отстройки лопаток от резонанса, вызываемого окружной неравномерностью потока перед двигателем на максимальных режимах его работы;
- повышенная виброчувствительность лопаток к неоднородности потока на входе, как следствие освоения высоких удельных параметров в ступени вентилятора (реализация большой напорности при малом весе);
- высокий уровень неоднородности потока перед двигателем в связи с тенденцией использования в сверхзвуковых входных устройствах силовых установок с ГТД воздухоподводящих каналов сложной конфигурации.

В полной мере проявление указанных факторов повышенной виброн нагруженности лопаток было отмечено при летно-прочностных исследованиях вентилятора модифицированного ТРДДФ, материалы которых использованы при подготовке настоящего сообщения, посвященного обоснованию актуальности и разработке алгоритмов контроля вибронработки лопаток вентилятора при испытаниях и в эксплуатации.

2. Решение проблемы

2.1. Условия проявления максимальной вибронегруженности лопаток при работе ТРДДФ в составе силовой установки самолета. Максимальная вибронегруженность лопаток вентилятора обследуемого ТРДДФ наблюдалась на режиме повышенной тяги (РПТ) двигателя при реализации в программе его автоматического регулирования закона ограничения физической частоты вращения ротора вентилятора (N_1) типа «домик». Закон предусматривал поддержание заданного значения приведенной частоты вращения $N_{1пр}$ до достижения величины $N_1=100\%$, которая оставалась постоянной, пока не наступало ограничение по температуре T_4^* , приводившее к снижению N_1 .

Работа двигателя на режиме РПТ сопровождалась многократным проходом через резонанс рабочих лопаток первой ступени вентилятора, вызываемый 3-й гармоникой возбуждения и проявлявшийся в диапазоне физических частот вращения $N_{1рез} = 97,5 - 99\%$. Темп и направление (по знаку производной изменения величины N_1) проходов через указанный резонанс, а также конкретное значение $N_{1рез}$, соответствовавшее максимуму переменных напряжений в лопатках для каждого из проходов, зависели от температуры наружного воздуха и высотно-скоростных условий полета.

В процессе проведения летного эксперимента с тензометрированием вентилятора двигателя в полном соответствии с результатами ранее проведенных исследований, изложенных в [2] и [3], выявлено два доминирующих и практически равнозначных влияющих фактора динамического нагружения лопаток, определяемых условиями совместной работы двигателя и воздухозаборника.

Первый из этих факторов - пространственная неравномерность течения в окружном направлении, обусловившая более интенсивные, нежели при стендовых испытаниях, резонансные колебания лопаток с частотой третьей кратности ($K = 3$) к частоте

вращения ротора. Второй существенно влиявший на вибрационное нагружение лопаток фактор - крупномасштабная турбулентность потока на входе в двигатель.

В зависимости от условий полета и режима работы двигателя, определявших степень расстройки лопаток от резонанса и согласование расхода воздуха через двигатель и сверхзвуковое входное устройство, указанные факторы проявлялись в вибрационном отклике лопаток по-разному.

Остановимся подробнее на тех случаях проявления рассматриваемых факторов, когда уровень переменных напряжений в корневом сечении лопаток достигал значений, близких к допускаемым из условий вибрационной прочности. Для удобства последующего учета этих случаев при контроле динамического нагружения лопаток условимся называть их расчетными.

Первый расчетный случай соответствовал умеренной турбулентности течения на входе в двигатель на режимах с $N_1 = N_{1рез}$. Сочетание таких условий наблюдалось при наземных опробованиях двигателя на стоянке с защитной сеткой воздухозаборника, а также в начальной фазе разгона самолета (числа М полета 0,4-0,6) на малых (до 3 км) высотах (рис. 1).

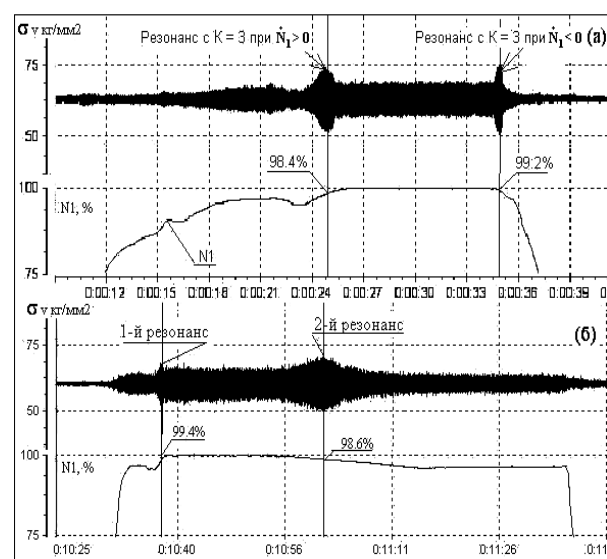


Рис. 1. Осциллограммы вибропроцессов, соответствующих 1-му расчетному случаю при наземном опробовании двигателя (а) и в полете (б)

Отличительная особенность вибрационного отклика лопаток для 1-го расчетного случая их динамического нагружения – превалирование в спектре вибропроцессов гармонической составляющей с частотой 3-й кратности к частоте вращения ротора N_1 (рис. 2, а).

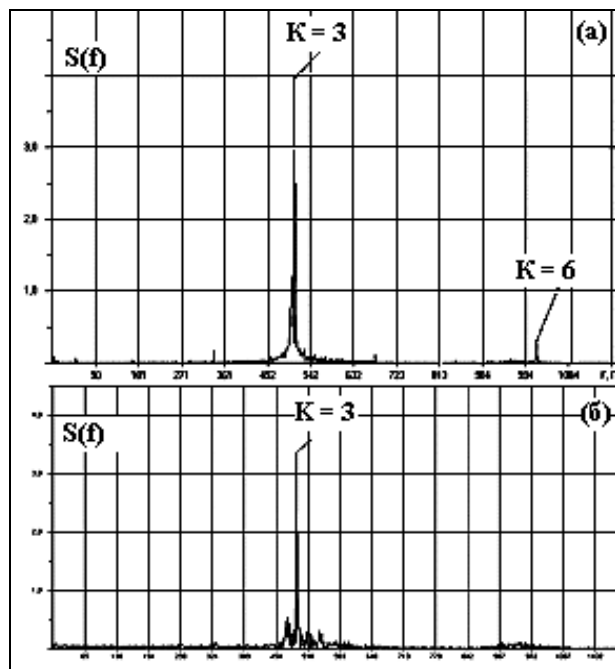


Рис. 2. Характерные спектры переменных напряжений в лопатке для 1-го (а) и 2-го (б) расчетного случаев.

Второй расчетный случай повышенной вибронагруженности лопаток, отмеченный на режимах РПТ в том числе и при существенной ($N_1 = 92-94\%$) расстройке лопаток от их резонанса с $K=3$, соответствовал повышенной турбулентности течения на входе в двигатель при больших числах M полета. Колебания лопаток в этих условиях имеют неустановившийся, случайный характер с концентрацией энергии в полосе частот, соответствующих первым группам форм колебаний рабочего колеса [3 – 5] (рис. 2, б).

Третий расчетный случай для учета наработки рабочих лопаток вентилятора с их повышенной вибронгруженностью соответствовал нестационарному режиму работы силовой установки с кратковременным забросом частоты вращения ротора N_1 до величины, близкой к $N_{1рез}$, вследствие взаимодей-

ствия регуляторов (ограничителей) частоты вращения роторов двигателя с системами управления положением створок реактивного сопла и панелью сверхзвукового воздухозаборника при выключении режима РПТ двигателя в конце разгона самолета до максимальных чисел M полета.

Характерные особенности и условия вибрационного нагружения лопаток для 2-го и 3-го расчетных случаев иллюстрируются рис. 3.

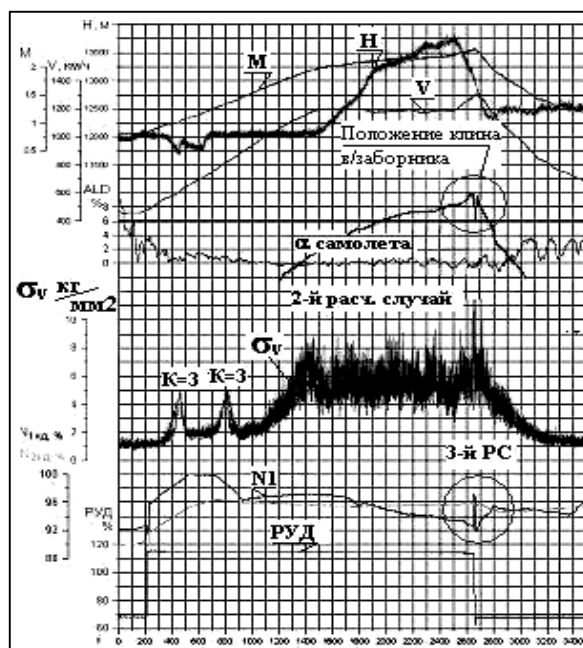


Рис. 3. Условия вибрационного нагружения лопаток для 2-го и 3-го расчетного случаев

Из рассмотрения рисунка, в частности, видно, что возбуждающая колебания лопаток неоднородность потока на входе в двигатель для 3-го расчетного случая имеет импульсный характер вследствие резкого колебательного изменения расхода воздуха через двигатель при одновременном резком изменении геометрии воздухоподводящего канала, вызванных кратковременным (в течении 1 секунды) забросом N_1 с 92 до 97 %.

При этом вибрационный отклик лопаток характеризуется двумя интенсивными всплесками колебаний на частотах вращения вентилятора 95% (при увеличении N_1) и 96,9% (при уменьшении N_1), происходящих с частотой, соответствующей первой группе форм лопаточного венца (рис. 4).

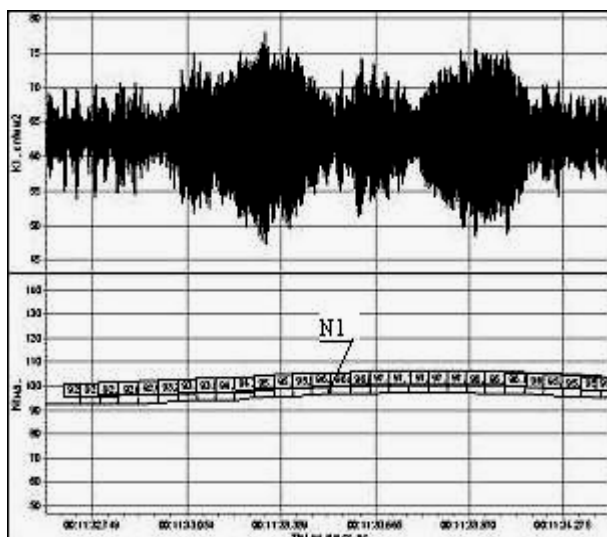


Рис. 4. Особенность вибрационного отклика лопаток для 3-го расчетного случая

Покажем, что вышеуказанную группу расчетных случаев необходимо дополнить еще одним, соответствующим комплексу условий повышенного динамического нагружения лопаток, который не удалось реализовать в летном эксперименте ввиду индивидуальных особенностей обследуемого двигателя и ограниченного числа полетов.

В результате расчета изменения частоты вращения ротора вентилятора N_1 в координатах высота (H) – число M полета при работе двигателя на РПТ в эксплуатационных условиях применения на самолете было установлено, что в разгоне самолета на высотах выше 10 км при числе M полета 1,9-2,1 должен реализовываться резонанс лопаток с $K=3$. Однако в проведенном эксперименте при вышеуказанных числах M полета величина N_1 не превышала значений $92-94\% < N_{1pez}$ (2-й расчетный случай), что можно отнести за счет раннего (при числе $M=1,3$) вступления ограничения по T_4 из-за более низких (по сравнению с расчетным) коэффициентов полезного действия (к.п.д.) узлов для испытываемого двигателя, который был укомплектован газогенератором с повышенной эксплуатационной наработкой.

Но максимальные переменные напряжения в лопатках, зафиксированные при их случайных колебаниях, вызванных повышенной турбулентностью

течения на входе в двигатель для второго расчетного случая, даже в условиях значительной расстройки лопаток от резонанса имели значения, близкие к резонансным напряжениям, отнесенных к первому расчетному случаю. При этом в спектрах вибрационного отклика лопаток для 2-го расчетного случая превалирует составляющая, вызываемая 3-й гармоникой возбуждения (см. рис.2б).

Таким образом, при реализации резонанса с $K=3$ на режимах полета, соответствующих 2 расчетному случаю можно ожидать дополнительного увеличения переменных напряжений из-за суммарного воздействия повышенной турбулентности и значимой 3-й гармоники возбуждения в условиях полета с большими числами M , а рассмотренный выше комплекс условий следует принять в качестве четвертого расчетного случая повышенной вибронагруженности лопаток, который необходимо учитывать при разработке технологии контроля этой нагруженности в эксплуатации.

В заключение анализа условий динамического нагружения лопаток вентилятора обследуемого ТРДДФ отметим, что вибронагруженность лопаток при резонансе с $K=3$, регулярно наблюдавшаяся в наборах высоты и в процессе разгонов самолета, а также их нагруженность, вызываемая турбулентностью на входе в двигатель вне условий, отнесенных к расчетным случаям, имела умеренный уровень и поэтому при разработке технологии контроля вибронаработки не учитывалась.

2.2. Разработка и частичная апробация алгоритмов контроля вибронаработки лопаток. Максимальные замеренные в летном эксперименте динамические нагрузки в лопатках вентилятора обследованного двигателя, полученные при использовании режима РПТ, имеют малую длительность. Это связано с тем, что системой автоматического регулирования практически исключена работа на установившемся режиме при резонансе лопаток с $K=3$, а интенсивные случайные колебания лопаток, вызы-

ваемые турбулентностью, также характеризуются относительно малым временем наработки при максимальном уровне напряжений. Минимизации наработки лопаток при их максимальной вибронагруженности способствует и то обстоятельство, что время использования режима РПТ в эксплуатации жестко ограничено.

Несмотря на вышеуказанные условия, способствующие обеспечению вибрационной надежности лопаток, нормативные ограничения их циклической наработки при колебаниях с максимальными переменными напряжениями, выявленными в летном эксперименте, делают актуальным организацию контроля вибронаработки лопаток в эксплуатации.

Наиболее просто такой контроль может быть организован на основе машинной обработки переменного тензосигнала с лопаток. Его несложно выполнить, как в реальном времени на борту, так и при послеполетной обработке вибропроцессов при условии их записи в течение всего полета.

Именно такой вариант автоматизированного контроля вибронаработки был реализован при тензометрировании лопаток вентилятора обследованного ТРДДФ в летных условиях.

Алгоритм контроля предусматривал подсчет времени превышения заданных достаточно высоких (9, 10 и 11 кгс/мм²) уровней переменных напряжений по тензосигналам, поступающим с наиболее представительных по нагружению лопаток. При этом использовалась огибающая вибропроцесса и максимальная разрешающая способность вычислений.

Входными данными для расчета вибронаработки лопаток служат текущие уровни переменных напряжений и частота вращения ротора низкого давления N_1 . Разрешающая способность расчета определяется: частотой дискретизации, точностью определения мгновенной частоты вращения, размером поддиапазона частоты вращения РНД, а также размером реализации (шагом расчета).

Частота дискретизации при наземных опробованиях и летном эксперименте составляла 16,384 кГц для тензочаналов и 4,096 кГц для каналов записи частоты вращения роторов при ширине поддиапазона частоты вращения N_1 , равном 1% в диапазоне 0-90% и 0,5% в диапазоне 91-105%.

Точность определения времени наработки увеличивается с уменьшением размера реализации. В рассматриваемом эксперименте размер реализации составлял 4096 отсчетов, что соответствовало шагу по времени $\Delta t = 0,25$ сек.

Этапы расчета:

1. Выделение режима в базе данных, содержащего вариант искомого случая нагружения лопаток двигателя.
2. Накопление реализации длительностью 0,25 сек (4096 отсчетов).
3. Расчет уровней переменных напряжений для текущего временного сечения (огибающая Гильберта или пиковое значение).
4. Расчет мгновенной частоты вращения N_1 по сигналу с датчика частоты вращения ротора для текущего временного сечения (реализации).
5. В случае превышения величины рассчитанных по пункту 3 вибрационных напряжений одного из заданных порогов (9, 10, 11 кгс/мм²) производится увеличение времени наработки в данном поддиапазоне частоты вращения РНД для заданных порогов на длительность текущей реализации (0,25 сек).
6. Построение гистограммы распределения величин напряжений.

Результаты автоматизированного подсчета временной и циклической наработки лопаток для всех трех расчетных случаев (временное представление и гистограммы распределения по уровням напряжений) представлены на рис. 5.

Рисунок иллюстрирует эффективность алгоритмов контроля и резкое уменьшение наработки по мере увеличения контролируемого уровня вибронгруженности.

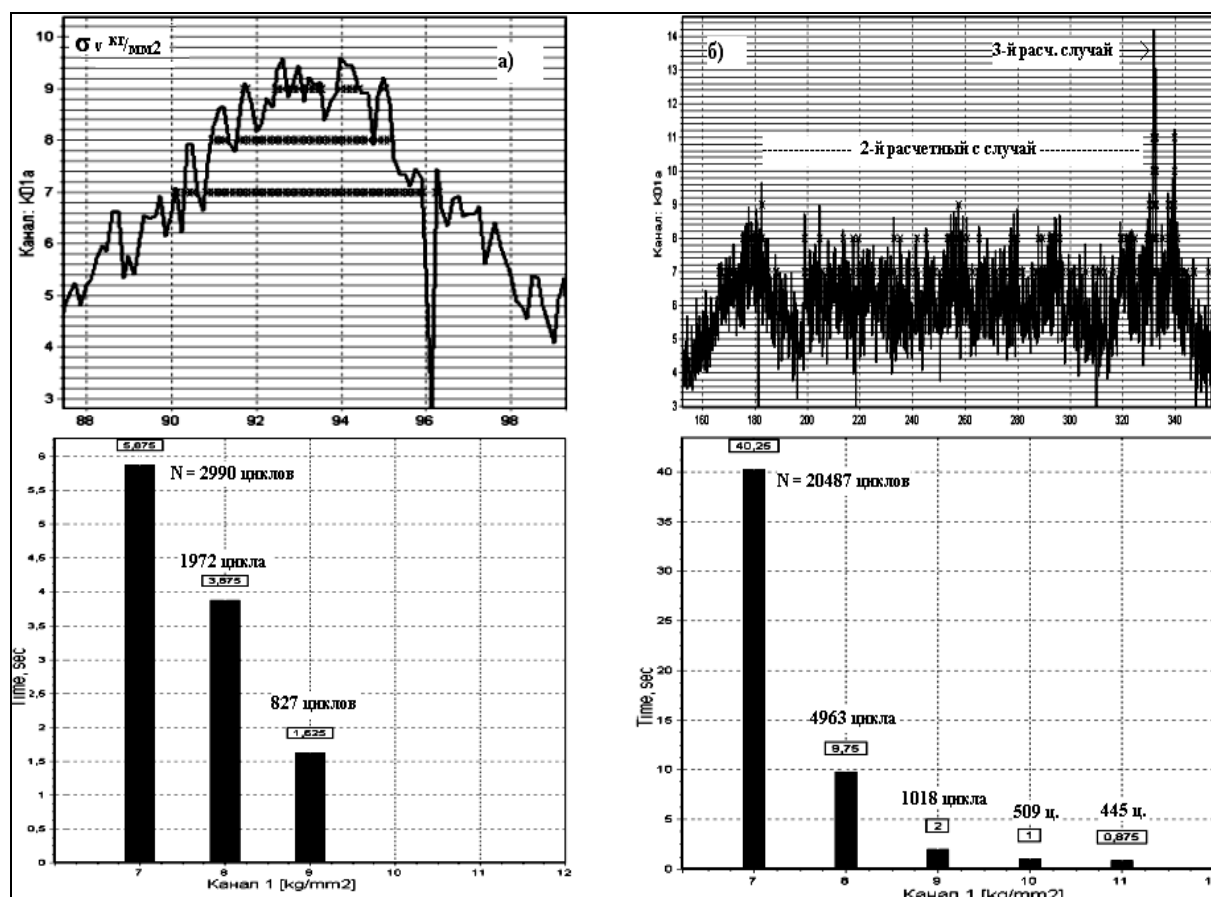


Рис. 5. Результаты расчета вибронаработки для 1-го расчетного случая а), для 2 и 3 расчетных случаев б).

Ввиду отсутствия надежных способов измерения переменных напряжений на элементах ротора ГТД в эксплуатации контроль вибронаработки лопаток по тензосигналу применим пока только при испытаниях, но хорошо поставленный летный эксперимент с тензометрированием лопаток позволяет организовать и эксплуатационный контроль вибронаработки этих высоконагруженных деталей, используя косвенные параметры. Предпосылкой разработки соответствующей технологии служит наличие рассмотренных выше расчетных случаев реализации повышенной вибронагруженности лопаток и представительная номенклатура параметров полета и работы двигателя, регистрируемая на штатный бортовой накопитель полетной информации самолета.

Сформулируем алгоритм контроля вибронаработки лопаток вентилятора в эксплуатации на основе результатов анализа их вибронагруженности для обследованного ТРДДФ.

Контроль предлагается осуществлять в реальном времени на борту и (или) в процессе наземной обработки полетной информации в диагностических центрах. На первом (предварительном) этапе в соответствии с изложенными в разделе 2.1. условиями реализации максимальной вибронагруженности лопаток для каждого из четырех расчетных случаев определяется режимная наработка двигателя.

Для первого расчетного случая указанная наработка подсчитывается на режимах с $N_{1\text{физ}} = N_{1\text{рез}} = 98-99\%$ в стояночных условиях с защитной сеткой ($H=0$; $M=0$) и в полете с числами $M = 0,4-0,7$ в диапазоне высот $H = 0,5-3$ км.

Для второго расчетного случая оцениваемая режимная наработка - суть время работы двигателя на режиме РПТ при числах M полета $1,9-M_{\text{макс}}$ и значениях $N_1 = 92-96\%$, для третьего расчетного случая это время восстановления исходного значения $N_{1\text{физ}}$ после ухода с режима РПТ в конце разгонов до чи-

сел $M = 1,9-M_{\max}$, а для четвертого расчетного случая – время работы двигателя на РПТ при числах $M = 1,9-2,1$ на режимах работы двигателя с $N_{1\text{физ}} = N_{1\text{рез}}$.

Указанная режимная наработка может быть принята в качестве подконтрольной вибронаработки лопаток с большим запасом прочности, так как включает в себя и наработку лопаток при их вибронагруженности ниже подконтрольной.

Учитывая нерегулярность огибающей вибропроцесса переменных напряжений в лопатках для всех расчетных случаев, кроме первого, из-за значимой случайной составляющей в процессе и нестационарный характер огибающей вибропроцесса для первого расчетного случая, ввиду нереализуемости установившегося резонанса лопаток с $K = 3$ в оцениваемом диапазоне частот вращения ротора, временная наработка, рассчитанная согласно вышеуказанным алгоритмам должна быть скорректирована в сторону уменьшения.

Коэффициенты коррекции для каждого из расчетных случаев могут быть получены делением времени реальной вибронаработки лопаток для подконтрольного уровня нагружения, зафиксированной при их тензометрировании в представительном летном эксперименте, на режимную наработку двигателя, полученную в этом же эксперименте.

В частности, принимая в расчет лишь подконтрольный уровень 9 кгс/мм^2 , для первого, второго и третьего расчетных случаев по результатам вычислений, представленных на рис. 5 и 6 коэффициенты занижения наработки лопаток, полученной по алгоритмам их предварительной оценки составили соответственно величины 0,4, 0,005 и 0,5 соответственно.

Искомая подконтрольная вибронаработка лопаток получается умножением режимной наработки на корректирующие коэффициенты.

Переход от временной вибронаработки к циклической осуществляется умножением первой на час-

тоту колебаний лопаток по первой группе форм, которая в нашем случае в среднем составляет 509 Гц.

Эксплуатация контролируемого комплекта лопаток вентилятора прекращается при достижении величины суммарной циклической наработки для лопаток ее нормативных значений.

Известно, что концепция контроля технического состояния элементов машин предусматривает стадию обучения с соотносением результатов контроля по принятому алгоритму с реальным состоянием контролируемого элемента для последующей коррекции самого алгоритма [6].

Поэтому при внедрении предлагаемой технологии контроля вибронгруженности лопаток на стадии обучения в эксплуатации и (или) в процессе опережающих имитационных испытаний реальной вибронгруженности рабочих колес вентилятора на стенде представляется целесообразным осуществлять одновременный подсчет временных наработок по предварительному алгоритму и алгоритму с коррекцией, дополнив их алгоритмом подсчета общей наработки двигателя на режимах с различными $N_{1\text{физ}}$, включая условия проявления резонанса лопаток с $K = 3$ в диапазоне $N_{1\text{физ}} = N_{1\text{рез}} = 96-99\%$.

Результаты расчета наработок двигателя при различных $N_{1\text{физ}}$ с шагом 1% для двух экспериментальных полетов представлены на рис.6.

Из рассмотрения рис. 6, в частности, следует сравнительно малое относительное время наработки обследуемого двигателя на режимах резонанса лопаток с $K = 3$ даже в летном эксперименте, планирование которого предусматривало повышенную наработку на этих режимах. Указанный результат, свидетельствует о резерве безопасного использования режима РПТ, так как рассматриваемая наработка по реализуемости резонанса с $K = 3$ включает в себя и режимы с умеренной вибронгруженностью, не отнесенной к расчетным случаям в эксплуатации.

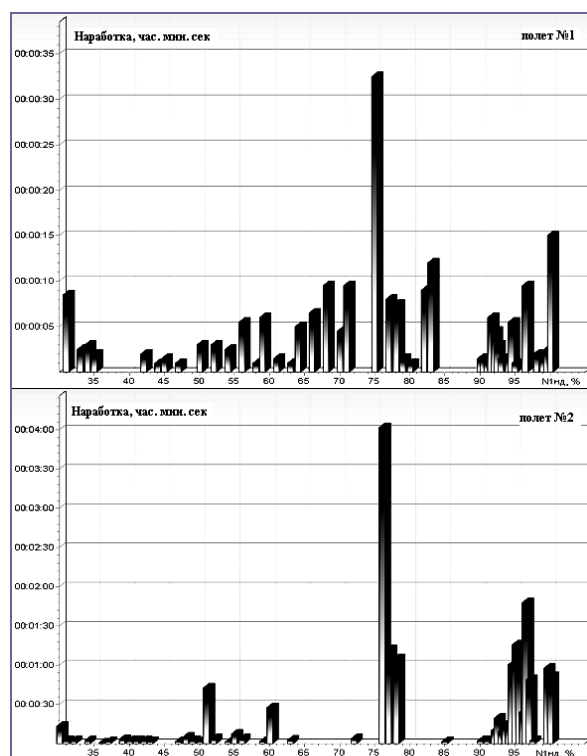


Рис. 6. Результаты расчета режимной наработки двигателя по $N_{1\text{физ}}$ с шагом 1% для двух экспериментальных полетов

Окончательное заключение об эффективности и взаимозаменяемости всех трех предложенных алгоритмов в соответствии с [6] можно будет сделать на основе сопоставления результатов выполненного с их помощью контроля состояния лопаток на стадии обучения и в процессе массовой эксплуатации двигателя.

Заключение

Внедрение предложенных подходов по обеспечению контроля повышенной виброн нагруженности лопаток на основе использования выявленных в летном эксперименте расчетных случаев их динамического нагружения и полученных корректирую-

щих коэффициентов, учитывающих реализуемость вибрационных нагрузок подконтрольного уровня для расчетных случаев, открывает возможности оптимального использования режима повышенной тяги для обследованного ТРДДФ при сохранении безопасности полетов.

Литература

1. Коровин Б.Б. Методы прогнозирования и контроля виброн нагруженности лопаток КНД авиационных ГТД при испытаниях и в эксплуатации // Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн. – 2006. – № 9/25. – С. 166-181.
2. Коровин Б.Б. Оценка нагружения элементов конструкции ГТД в условия полета // Летные испытания газотурбинных двигателей / Под ред. Г.П. Долголенко. – М.: Машиностроение, 1983. – С. 83-91.
3. Коровин Б.Б. Идентификация аэроупругих явлений в лопатках турбомашин методами спектрального анализа // Аэроупругость турбомашин. – К.: Наук. думка, 1980. – С. 159-168.
4. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин. – М.: Машиностроение, 1983. – 190 с.
5. Динамика авиационных двигателей / Под ред. И.А. Биргера и Б.Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1981. – 380 с.
6. Биргер И.А. Техническая диагностика. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.

Поступила в редакцию 1.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук М.Е. Колотников, ФГУП «ММПП «Салют», Москва.

УДК 531.781.2

Ю.А. ГУСЕВ¹, Р.Г. СКОЙ², С.С. ТРИПОЛЬСКИЙ², А.И. СКРИПКА¹, С.И. ПРОНЕНКО¹¹*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*²*ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина***ПЛЕНОЧНЫЕ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ТЕНЗОРЕЗИСТОРЫ
ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОК
ТУРБИНЫ ГАЗОГЕНЕРАТОРА ДВИГАТЕЛЯ АИ-450**

Статья посвящена экспериментальному исследованию вибронапряженного состояния лопаток турбин с применением высокотемпературных пленочных тензорезисторов.

тензорезистор, чувствительный элемент, лопатка, турбокомпрессор, вибронапряжение

Для исследования вибронапряженного состояния лопаток турбин применяются высокотемпературные тензорезисторы. Тензорезисторы, размещенные на рабочих лопатках турбин ГТД, испытывают воздействие высокоскоростных (до 600 м/с) и химически агрессивных газовых потоков с температурой до 1300-1500⁰С, приводящее к значительным механическим нагрузкам и эрозионным явлениям. Высокие обороты роторов вызывают предельно высокие растягивающие напряжения от центробежных сил. Так у современных маршевых малоразмерных газотурбинных двигателей частоты вращения турбокомпрессора (ТК) может составлять, 52000 об/мин.

В современной высокотемпературной вибротензометрии при прочностных исследованиях деталей авиационных двигателей широко используются высокотемпературные тензорезисторы с чувствительными элементами из нихромовой микропроволоки [1]. Основным недостатком этих датчиков – сравнительно низкий ресурс работы при температуре 900-1000⁰С и динамических относительных деформациях порядка 500*10⁻⁶. Кроме того, в процессе препарировки лопаток турбин тензорезисторами подобного типа, как правило, перекрываются отверстия и выходные щели системы охлаждения, что недопустимо.

С 1972 года в Харьковском авиационном институте проводились работы по созданию и применению

высокотемпературных пленочных тензорезисторов (ВПТР) [2], которые отличаются повышенной вибростойкостью и работоспособностью при температуре 1000 °С.

Чувствительный элемент ВПТР выполнен из сплава платины и палладия. В качестве связующего, т.е. электроизолирующей подложки, пленочного тензорезистора, используется цемент фосфатного твердения, имеющий коэффициент линейного расширения близкий к аналогичному параметру материала лопатки турбины.

В ГП «Ивченко-Прогресс» совместно с Харьковским национальным аэрокосмическим университетом проведены работы по оценке вибронапряженного состояния лопаток турбины турбокомпрессора двигателя АИ-450 с применением, как проволочных тензорезисторов типа ЗЖ 2, с базой 3 мм, а также пленочных ХАИ с такой же базой.

Исследование характеристик ВПТР проводилось ранее в ЦИАМ им. П.И. Баранова. Результаты этих исследований, представлены в работе [2].

Схема препарировки лопаток турбин тензорезисторами по технологии, представленной в работе [3], приведена на рис. 1, а общий вид лопаток, подготовленных к установке на диске, – на рис. 2.

Для проведения тарировки измерительного канала, используемого в процессе измерения вибронап-

ряжений, был препарирован пленочными тензорезисторами специальный камертон, используемый в ГП «Ивченко - Прогресс» для этих целей.

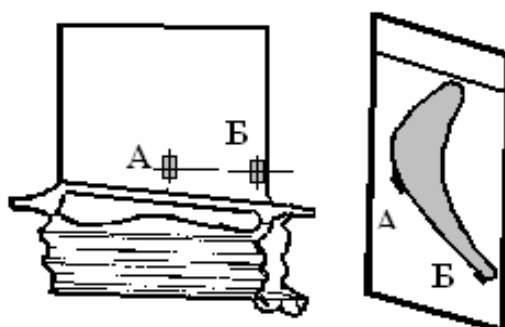


Рис. 1. Схема расположения ВПТР на спинке лопатки ТК

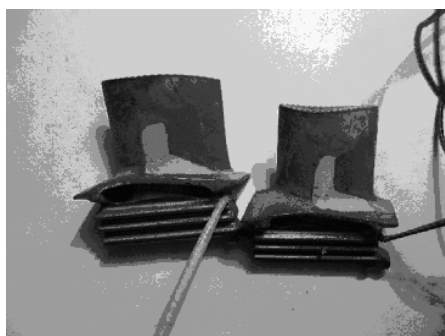


Рис. 2. Общий вид лопаток турбины ТК препарированных ВПРТ

Проведено тезометрическое исследование вибронпряженного состояния лопатки № 692 – ВПТР установлен в позиции А и лопатки № 627 с тензорезистором в позиции Б (рис. 1).

Результаты тензометрирования рабочих лопаток ТК, препарированных проволочными тензорезисторами, в настоящей работе не приводятся. Они аналогичны тем, которые приведены ниже.

Резонансные колебания по первой изгибной форме ($f = 9041 \dots 11653$ Гц) в исследуемом диапазоне частот вращения возбуждаются большим количеством гармоник газового потока, основными из которых являются $K = 19$ ($n = 45700 \dots 52325$ об/мин).

Наибольшие напряжения в рабочей лопатке (рис. 3) составляют:

$$\sigma_{vmax} = 2,2 \text{ кгс/мм}^2; K = 19; n = 31850 \text{ об/мин};$$

$$F = 10086 \text{ Гц};$$

$$\sigma_{vmax} = 2,3 \text{ кгс/мм}^2; K = 12; n = 50820 \text{ об/мин};$$

$$F = 10164 \text{ Гц}.$$

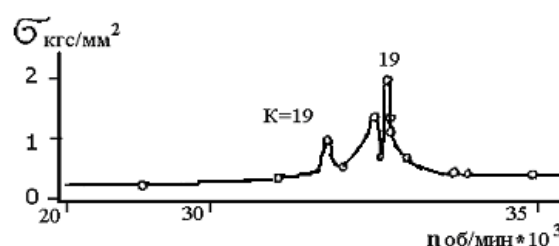


Рис. 3. График изменения напряжений в лопатке № 692 турбины ТК в зависимости от оборотов ротора (тензорезистор в позиции А)

Наибольшие напряжения в рабочей лопатке (рис. 4) составляют:

$$\sigma_{vmax} = 3,2 \text{ кгс/мм}^2; K = 19; n = 52968 \text{ об/мин};$$

$$F = 16773 \text{ Гц}.$$

График изменения вибронпряжений в рабочих лопатках турбокомпрессора в зависимости от оборотов ротора показан на рис. 5.

Общий вид колеса препарированного высокотемпературного пленочного тензорезистора после проведения эксперимента показан на рис. 6.

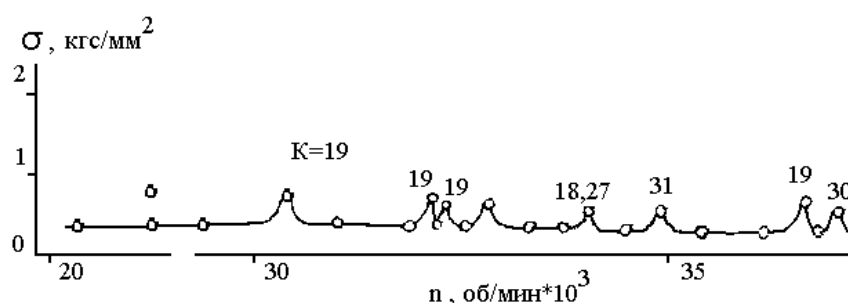


Рис. 4. График изменения вибронпряжений в лопатке № 627 турбины ТК (тензорезистор в позиции Б)

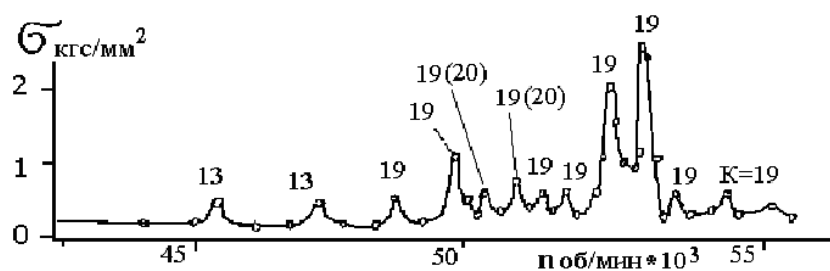


Рис. 5. График изменения вибронапряжений в рабочих лопатках турбокомпрессора в зависимости от оборотов ротора



Рис. 6. Общий вид колеса препа­ри­ро­ван­но­го ВПТР после проведения эксперимента

Визуальный осмотр колеса ступени турбины препа­ри­ро­ван­ной ВПТР, после проведения эксперимента показал на наличие некоторого количества повреждений «проводящей трассы», что является свидетельством действия центробежных сил от масс элементов препа­ри­ро­вки высокотемпературных пленочных тензорезисторов. Это позволяет сделать вывод о необходимости проведения тщательной конструкторской проработки прокладки «проводящей трассы» и соблюдение технологии подготовки поверхности лопатки.

Заключение

Таким образом, анализируя результаты экспериментальных исследований, приведенных в данной статье, можно сделать вывод о том, что несмотря на

сложность технологического процесса препа­ри­ро­вки лопаток турбин высокотемпературными пленочными тензорезисторами открывается возможность проведения анализа их вибронапряженного состояния как при высоких (более 1000 °С) температурах, так и при значительных оборотах вращения ротора (50000 об/мин и более) двигателя.

Литература

1. Тензометрия в машиностроении: Справочное пособие / Под ред. Р.А. Макарова. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.
2. Исследование характеристик высокотемпературных пленочных тензорезисторов на вибрационной установке применительно к испытаниям в ГТД / Ю.А. Гусев, А.П. Коротаев, С.И. Проненко, В.В. Глебов, Т.В. Гелета // Самолетостроение. Техника воздушного флота: Республ. межвуз. научн. сб. – Х.: ХАИ, 1983. – Вып. 50. – С. 27-30.
3. А.с. 877321 СССР Высокотемпературный тензодатчик и способ его изготовления / Ю.А. Гусев, Д.Ф. Симбирский, В.Е. Ве­дь, В.Я. Яловенко, М.Н. Резниченко, В.М. Фролов – 2707208/25-28; Заявл. 26.01.78; Оpubл. 30.10.81. – Бюл. № 40, 1981. – 1 с.

Поступила в редакцию 4.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Е. Ве­дь, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков.

УДК 620.17

Ю.Г. ЗОЛОТИЙ¹, І.Ю. ЖУК², О.М. ТРУНОВ², Д.О. ЖУК¹¹Національний університет кораблебудування ім. адм Макарова, Миколаїв, Україна²Миколаївський державний гуманітарний університет ім. Петра Могили, Україна

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЛОПАТОК ПРИ РЕЗОНАНСНІЙ ВІБРАЦІЇ МЕТОДОМ ГОЛОГРАФІЧНОЇ ІНТЕРФЕРОМЕТРІЇ

Розглядається питання експериментального визначення напружено-деформованого стану (НДС) лопатки ГТД при резонансних коливаннях методом стробоголографічної віброметрії. Запропонована методика автоматизованого визначення порядків інтерференційних смуг в реальному масштабі часу та методика обчислення механічних деформацій дискретно заданої поверхні по даним голографічного експерименту.

голографія, інтерферометрія, лопатка ГТД, механічні деформації, лазер, автоматизація

Постановка проблеми

Збільшення питомої потужності сучасних газотурбінних двигунів (ГТД), використання форсованих режимів роботи при критичних швидкостях обертання роторів визначають проблему віброміцності лопаткового апарату, як одну з основних при конструюванні та доводці турбомашин.

В арсеналі сучасної експериментальної механіки одним з ефективних методів дослідження коливань лопаток газотурбінних двигунів є метод голографічної інтерферометрії [1]. Завдяки можливості візуально в реальному часі спостерігати виникнення резонансних коливань та фіксувати методом Пауела-Стетсона інтерферограму розподілу амплітуд по поверхні досліджуваного об'єкту, голографічний інтерферометр ефективно використовується для визначення спектру власних частот і форм коливань лопаток [2].

В той же час для коротких лопаток зі значною кривизною поверхні положення нульової смуги на усередненій по часу інтерферограмі не завжди відповідає дислокації вузлових ліній. Дійсно, згідно основного рівняння голографічної інтерферометрії

$$\vec{K}_i \vec{U} = N_i \lambda, \quad (i = 1, 2, 3, \dots), \quad (1)$$

де $\vec{U}(x, y, z)$ – вектор переміщення точки досліджуваної поверхні в декартовій системі координат;

$\vec{K}_i$ – вектор чутливості інтерферометра, що відповідає цій точці на i -й інтерферограмі і визначається, як різниця одиничних векторів спостереження $\vec{K}_c$ та освітлення $\vec{K}_o$;

N_i – порядки інтерференційних смуг в цій точці на відповідних інтерферограмах;

λ – довжина хвилі випромінювання лазера.

Тобто, "оптичний нуль" на інтерферограмі буде відповідати не тільки вузлам коливань ($U = 0$), а й точкам поверхні лопатки, в яких $\vec{U}$ перпендикулярний $\vec{K}$. Це означає, що визначення форми коливань вимагає обчислення по інтерферограмі поля вібропереміщень точок досліджуваної поверхні.

Друга нагальна проблема, яка тісно пов'язана з попередньою, полягає у визначенні НДС поверхні віброуючої лопатки по даним голографічного експерименту. Досвід показує, що обчислення деформацій вище згаданих лопаток тільки по нормальній складовій вібропереміщення (наприклад, з використанням гіпотез тонких оболонок) призводить до значної похибки. Тому знову виникає необхідність роз-

шифровки голографічних інтерферограм по всім трьом компонентам амплітуди з послідуємим обчисленням деформацій згідно співвідношень Коші.

Цій проблемі присвячена велика кількість робіт [3]. Найбільш прийнятним для отримання кількісної інформації є трьохголограмний двохекспозиційний метод, що базується на використанні системи рівнянь (1).

В загальному випадку реалізація такого підходу до розшифровки інтерферограм є достатньо складною, бо вимагає одночасної реєстрації як мінімум трьох інтерферограм. Окрім того, при дослідженні резонансних коливань для забезпечення високого контрасту смуг (і зменшення похибки визначення $\vec{U}$) виникає необхідність стробоскопічного освітлення для запису інтерферограм [4]. Оптична схема голографічного стенду стає надзвичайно громіздкою, а експеримент дуже трудомістким.

Мета роботи – розробка оптимальної оптичної схеми голографічного стенду, методики експериментального дослідження резонансних коливань лопатки ГТД та визначення деформованого стану її віброуючої поверхні по даним голографічного експерименту.

Методика розшифровки голографічних інтерферограф

Методика розшифровки голографічних інтерферограм по визначенню вібропереміщень точок поверхні віброуючої лопатки створювалась в припущенні, що інтерферограми реєструються при стробованому освітленні і можуть розглядатись як двохекспозиційні.

Окрім того, розміри лопаток не завжди допускають колімоване освітлення та телескопічну систему спостереження інтерферограм. Т

обто, освітлення лопаток здійснюється розбіжним світловим пучком, а спостереження інтерферограм є точковими.

Для встановлення відповідності між картиною інтерференції та координатами точок поверхні на лопатку нанесена розміткова сітка по перерізам теоретичного креслення у випадку дискретного її задання.

Так як напрямок вектора $\vec{U}$ завчасно невідомий, то система (1) повинна складатись з трьох рівнянь, причому, вектори $\vec{K}_i$ не повинні бути компланарними [1].

Згідно цих умов проблемна оптична схема голографічної установки представлена на рис. 1. В ній досліджувана лопатка жорстко закріплюється в кореневому перерізі за допомогою спеціального затискуючого пристрою 2 з вмонтованим в нього п'єзовібробудувачем 3.

Джерелом когерентного випромінювання служить HeNe – лазер ЛГН-215 – блок 4. Його промінь проходить через електрооптичний модулятор 5 типу МЛ-3 і дзеркалом 6 напрямляється на світлоділник 7. З відбитого від нього променя дзеркалами 8 та 9 сформована опорна світлова хвиля 10, що падає на фотопластинку 11, де фіксується голограма. Промінь, який пройшов через світлоділник, за допомогою дзеркала 12 та мікрооб'єктива 13 утворює розбіжний світловий пучок 14, що освітлює лопатку. Мікродіафрагми 15 та 16 служать для фільтрації опорної і освітлюючої хвиль.

Особливістю оптичної схеми є наявність поряд з лопаткою двох взаємно перпендикулярних плоских дзеркал 17 і 18. Дзеркала розміщені так, що цифрова відеокамера 19 через голограму 11 реєструє як безпосередньо поверхню досліджуваної лопатки, так і її зображення в дзеркалах.

Очевидно, що коли таким чином спостерігається інтерферограма, то її пряме зображення відповідатиме позиції спостереження 19, а зображення в дзеркалах 17 і 18 будуть еквівалентні спостереженням картини інтерференції з позицій 19а і 19б, симетричних до 19 відносно площин дзеркал.

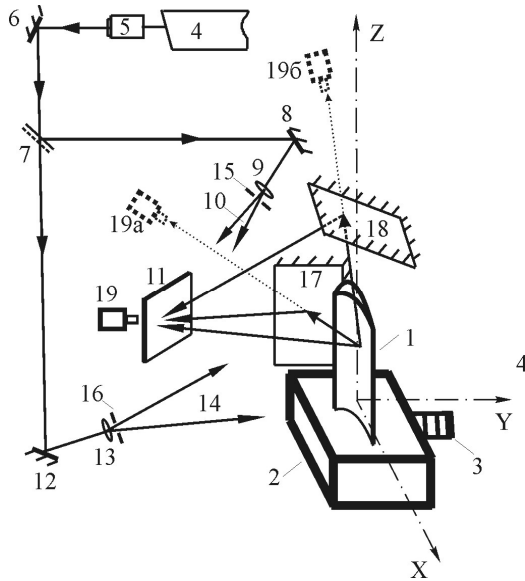


Рис. 1. Оптична схема голографічного інтерферометра

Таким чином, маємо три напрямки спостереження лопатки при одному напрямку освітлення, які для кожної реперної точки дають змогу скласти таку систему рівнянь:

$$\begin{cases} \bar{U}(\vec{K}_{c_1} - \vec{K}) = N_1 \cdot \lambda; \\ \bar{U}(\vec{K}_{c_2} - \vec{K}) = N_2 \cdot \lambda; \\ \bar{U}(\vec{K}_{c_3} - \vec{K}) = N_3 \cdot \lambda. \end{cases} \quad (2)$$

В декартових координатах глобального базису лопатки ці рівняння мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} & U_x \left(\frac{x_{c_1} - x}{r_{c_1}} + \frac{x_0 - x}{r_0} \right) + U_y \left(\frac{y_{c_1} - y}{r_{c_1}} + \frac{y_0 - y}{r_0} \right) + U_z \left(\frac{z_{c_1} - z}{r_{c_1}} + \frac{z_0 - z}{r_0} \right) = N_1 \lambda \\ & U_x \left(\frac{x_{c_2} - x}{r_{c_2}} + \frac{x_0 - x}{r_0} \right) + U_y \left(\frac{y_{c_2} - y}{r_{c_2}} + \frac{y_0 - y}{r_0} \right) + U_z \left(\frac{z_{c_2} - z}{r_{c_2}} + \frac{z_0 - z}{r_0} \right) = N_2 \lambda \\ & U_x \left(\frac{x_{c_3} - x}{r_{c_3}} + \frac{x_0 - x}{r_0} \right) + U_y \left(\frac{y_{c_3} - y}{r_{c_3}} + \frac{y_0 - y}{r_0} \right) + U_z \left(\frac{z_{c_3} - z}{r_{c_3}} + \frac{z_0 - z}{r_0} \right) = N_3 \lambda, \end{aligned} \quad (3)$$

де U_x, U_y, U_z – проекції вектора вібропереміщення досліджуваної точки на осі координат;

$$r_{c_i} = \sqrt{(x_{c_i} - x)^2 + (y_{c_i} - y)^2 + (z_{c_i} - z)^2} -$$

модуль вектора, що з'єднує i -ту точку спостереження з досліджуваною точкою;

$$r_0 = \sqrt{(x_0 - x)^2 + (y_0 - y)^2 + (z_0 - z)^2} -$$

модуль вектора, який з'єднує точку освітлення з досліджуваною точкою.

Коефіцієнти лівої частини рівнянь (3) визначаються геометрією лопатки та оптичної схеми, тобто, вони повинні бути виражені в загальній системі координат. З цією метою спроектований та виготовлений спеціальний координатний пристрій. Його рухома каретка виконує два поступальних ортогональних переміщення, а в якості "щупів" використовуються промені лазерних діодів. Досвід показав зручність та достатньо високу точність таких вимірювань.

Найбільш трудомістким етапом експерименту є виготовлення стробованих інтерферограм та визначення порядків інтерференційних смуг N_i для кожного з вузлів розміткової сітки. З іншого боку, комп'ютерна обробка статичних зображень голографічних інтерферограм в зонах з великою густиною смуг є ненадійною.

Вплив спекл-шуму призводить до неприйнятно великої похибки навіть цілих значень N_i .

Значною мірою уникнути цих складнощів нам вдалося шляхом реєстрації інтерферограм на відеокамеру в реальному часі при повільному рівномірному скануванні фази механічних коливань стробуючим імпульсом високої сквапності (40 – 50). Блок-схема використаного електронного комплексу представлена на рис. 2.

Для вібробудження лопатки сигнал звукового генератора 1 після підсилення по напрузі підсилювачем 2 подається на вібробуджувач 3. Коливання лопатки спостерігаються в реальному масштабі часу через попередньо зареєстровану опорну голограму і відображаються на екрані двопробного осцилографа 5 сигналом індукційного датчика 4.

чини деформації і напружень визначаються у місцевому, установимо між ними зв'язок.

Знаючи координати точок A, B, C, D в базисі A_{xyz} запишемо напрямні косинуси осей x_1 і z_1 у загальному базисі:

$$\begin{aligned}\cos \alpha_1 &= \frac{X_B - X_A}{|AB|}; \\ \cos \alpha_2 &= \frac{X_C - X_A}{|AC|}.\end{aligned}\quad (4)$$

Напрямні косинуси $\cos \beta_1, \cos \gamma_1, \cos \beta_2, \cos \gamma_2$ обчислюються аналогічно.

Запишемо одиничні вектори $\vec{e}_1, \vec{e}_3$ осей x_1 і z_1 , які задані координатами в загальному базисі:

$$\begin{aligned}\vec{e}_1 &= \{\cos \alpha_1, \cos \beta_1, \cos \gamma_1\}; \\ \vec{e}_3 &= \{\cos \alpha_2, \cos \beta_2, \cos \gamma_2\}.\end{aligned}$$

Нехай в базисі A_{xyz} задано вектор переміщення точки A $\vec{U} = \{U_x, U_y, U_z\}$.

Знайдемо проекції цього вектора на вісі x_1 і z_1 :

$$U_{x_1} = \vec{U} \cdot \vec{e}_1 = U_x \cos \alpha_1 + U_y \cos \beta_1 + U_z \cos \gamma_1;$$

$$U_{z_1} = \vec{U} \cdot \vec{e}_3 = U_x \cos \alpha_2 + U_y \cos \beta_2 + U_z \cos \gamma_2.$$

Напружено-деформований стан в місцевому базисі вважається плоским. Деформації в точці A визначимо за формулами Коші [6]:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{x_1} &= \frac{dU_{x_1}}{dx_1}; \varepsilon_{z_1} = \frac{dU_{z_1}}{dz_1}; \\ \gamma_{x_1 z_1} &= \frac{dU_{x_1}}{dz_1} + \frac{dU_{z_1}}{dx_1}.\end{aligned}\quad (5)$$

Після диференціювання переміщень U_{x_1} та U_{z_1} по відповідним координатам отримаємо вираз для деформацій розтягу і зсуву:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{x_1} &= \frac{dU_x}{dx} \cdot \cos^2 \alpha_1 + \frac{dU_y}{dx} \cdot \cos \alpha_1 \times \\ &\times \cos \beta_1 + \frac{dU_z}{dx} \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \gamma_1;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\varepsilon_{z_1} &= \frac{dU_x}{dz} \cdot \cos \gamma_2 \cdot \cos \alpha_2 + \\ &+ \frac{dU_y}{dz} \cdot \cos \gamma_2 \cdot \cos \beta_2 + \frac{dU_z}{dz} \cdot \cos^2 \gamma_2; \\ \gamma_{x_1 z_1} &= \frac{dU_x}{dx} \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 + \frac{dU_y}{dx} \cdot \\ &\cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \beta_2 + \frac{dU_z}{dx} \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \gamma_2 + \\ &+ \frac{dU_x}{dz} \cdot \cos \gamma_2 \cdot \cos \alpha_1 + \frac{dU_y}{dz} \cdot \cos \gamma_2 \cdot \\ &\cdot \cos \beta_1 + \frac{dU_z}{dz} \cdot \cos \gamma_2 \cdot \cos \gamma_1.\end{aligned}\quad (6)$$

Напруження в вузлах визначається за формулами (7), в яких E – модуль пружності, μ – коефіцієнт Пуассона

$$\begin{aligned}\sigma_{x_1} &= \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_{x_1} + \mu \varepsilon_{z_1}); \\ \sigma_{z_1} &= \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_{z_1} + \mu \varepsilon_{x_1}); \\ \tau_{x_1 z_1} &= \frac{E}{2(1+\mu)} \cdot \gamma_{x_1 z_1}.\end{aligned}\quad (7)$$

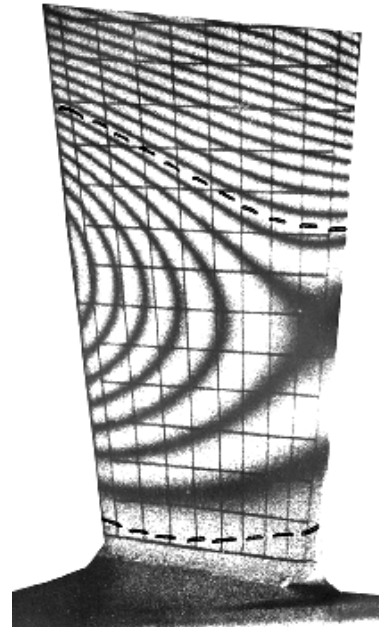


Рис. 5. Інтерферограма лопатки на другій згинній формі коливань (частота $f = 4160$ Гц).

Для прикладу на рис. 5 наведена інтерферограма лопатки на другій згинній формі коливань (частота $f=4160$ Гц). Пунктиром відмічені вузлові лінії даної коливальної моди.

На рис. 6 показана нормована епюра деформацій ε_{z1} , визначена по запропонованій методиці для даної форми коливань вздовж вхідної кромки лопатки в порівнянні з даними електротензометрії. Очевидно, що кореляція результатів є задовільною, що свідчить про їх достовірність.

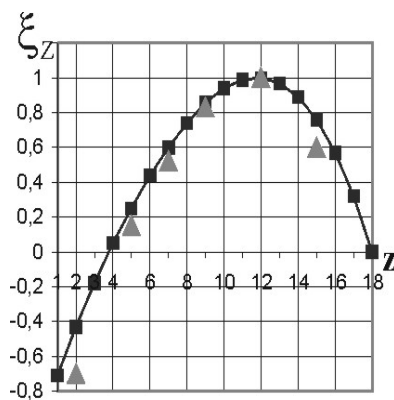


Рис. 6. Нормована епюра деформацій

Висновок

Запропонована методика дослідження деформованого стану лопаток газотурбінних двигунів є достатньо ефективною, має помірну трудомісткість і

може бути особливо корисною при дослідженні високочастотних резонансних вібрацій малогабаритних лопаток, коли застосування класичної електротензометрії проблематично.

Література

1. Вест Ч. Голографическая интерферометрия. – М.: Мир, 1982. – 322 с.
2. Островский Ю.И., Бутусов М.М., Островская Т.В. Голографическая интерферометрия. – М.: Наука, 1977. – 414 с.
3. Островский Ю.И., Щепинов В.П., Яковлев В.В. Голографические интерференционные методы измерения деформаций. – М.: Наука, 1988. – 280 с.
4. Джоунс Р., Уайкс К. Голографическая и спекл-интерферометрия. – М.: Мир, 1986. – 358 с.
5. Волков Е.А. Численные методы. – М.: Наука, 1982. – 530 с.
6. Справочник по теории упругости / Под ред. П.М. Варвака и А.Ф. Рябова. К.: Будівельник, 1971. – 620 с.

Надійшла до редакції 30.05.2007

Рецензент -р техн. наук, проф. Г.В. Павлов, Національний університет кораблебудування, Миколаїв.

УДК 620.179.13

С.В. ЕПИФАНОВ¹, А.В. ОЛЕЙНИК¹, В.Г. ПЕРЕТЁРТОВ¹, А.Г. ЧУМАКОВ²¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина²Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют», Россия

ОЦЕНКА РЕСУРСА ТУРБИННОЙ ЛОПАТКИ С ВИХРЕВОЙ МАТРИЦЕЙ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ТЕПЛОВОЙ ДЕФЕКТОСКОПИИ

Представлена методика прогнозирования изменения ресурса турбинной лопатки, охлаждаемой с помощью вихревой матрицы, при наличии в ней дефекта, выявленного методом тепловой дефектоскопии. Методика позволяет оценивать предельные параметры дефектов, выявляемых тепловым контролем.

лопатка турбины, вихревое охлаждение, тепловая дефектоскопия, прогнозирование ресурса

Введение

Ресурс деталей является важной технико-экономической характеристикой авиационного газотурбинного двигателя. Особое место занимает прогнозирование оставшегося ресурса в процессе эксплуатации двигателя. В отличие от стадии проектирования, когда прогнозу подлежит ресурс генеральной совокупности еще не созданных объектов (деталей и двигателя в целом), прогнозирование на стадии эксплуатации выполняют для конкретных, уже существующих, объектов. При этом оценке подлежит остаточный ресурс [1].

Ресурс охлаждаемой турбинной лопатки существенно зависит от состояния каналов системы ее охлаждения. Производственные и эксплуатационные дефекты каналов приводят к изменению количества воздуха, используемого на охлаждение, и его распределения по внутренней охлаждаемой поверхности и, как следствие, к снижению установленного ресурса.

К аналогичным последствиям приводит отложение на стенках каналов твердых частиц, поступающих с потоком охлаждающего воздуха.

Влияние отложений особенно сильно сказывается на лопатках охлаждаемых с помощью вихревых матриц – системы из двух групп каналов, на внутренней поверхности корытца и спинки, имеющих

П-образное поперечное сечение, открытое к средней линии профиля лопатки, направленных к выходной кромке лопатки так, что направление каналов в стенке корытца перпендикулярно направлению каналов в стенке спинки (рис. 1).

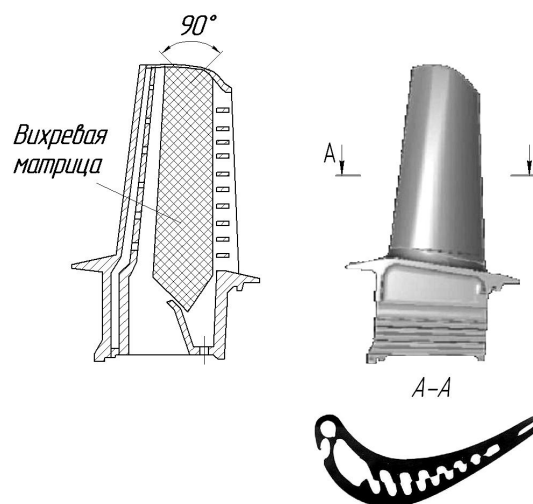


Рис. 1. Лопатка с вихревой матрицей

Результаты проведенных исследований указывают на необходимость периодической очистки каналов вихревых матриц от пылевых отложений и введения технологического контроля расходно-тепловых характеристик лопаток [2].

Дефектацию внутренних каналов лопаток на двигателестроительных предприятиях проводят классическими методами, такими как, рентгеновский, ультразвуковой и др.

В дополнение к рентгеновскому и ультразвуковому контролю в последние годы для дефектации каналов охлаждения применяется тепловой контроль, выявляющий дефекты по искажению температурного поля, создаваемого в лопатке [3, 4].

Цель работы – разработка методики прогнозирования ресурса охлаждаемой турбинной лопатки по результатам тепловой дефектоскопии.

Модель ресурса лопатки с дефектом

Предлагаемая методика дополняет результаты дефектоскопии лопатки оценкой отличия ее ресурса от ресурса эталонной лопатки и получением аналогичных ресурсных характеристик обнаруживаемых дефектов.

Методика ориентирована на методы, нестационарной тепловой дефектоскопии, заключающиеся в тепловизионном контроле динамики температурного поля, возникающего в лопатке, предварительно нагретой до температуры T_0 , при продувке холодного воздуха по системе охлаждения.

Результатами контроля обычно являются поле отклонений локальных температур испытуемой лопатки от «эталонной» ΔT_K , оценка темпа регулярного режима

$$m = -\frac{\partial \ln(T - T_g)}{\partial \tau},$$

где T – температура лопатки,

T_g – температура воздуха,

или иные, связанные с темпом величины [3].

Методика включает выполнение следующих процедур.

1. Компьютерное моделирование температурного и напряженного состояний эталонной лопатки на максимальном эксплуатационном режиме, получение для этого режима поля температуры $T_{ЭК}(x, y, z)$ и эквивалентных напряжений $\sigma_{ЭК}(x, y, z)$. Выявление фактора определяющего долговечность лопатки (малоцикловая усталость, длительное статическое нагружение, многоцикловая усталость).

2. Компьютерное моделирование температурного состояния на максимальном эксплуатационном режиме лопатки с «контрольным» дефектом вихревой матрицы.

Определение разности температур дефектной и эталонной лопаток в эксплуатации $\Delta T_{ЭК}$. Для целей настоящей работы имитация дефекта может заключаться в отсутствии теплоотдачи в ячейке вихревой матрицы $\sim 1 \times 1$ мм.

3. Компьютерное моделирование температурного состояния эталонной лопатки и лопатки с «контрольным» дефектом в номинальных условиях теплового контроля.

Оценка разности температур $\Delta T_{ном}$, темпа регулярного режима Δm и других результатов теплового контроля лопатки с контрольным дефектом и эталонной лопатки.

4. Определение коэффициента k_1 в линейной зависимости разности температур эталонной и дефектной лопаток в эксплуатации с разностью этих температур в номинальных условиях контроля:

$$\Delta T_{ЭК} = k_1 \Delta T_{ном} \quad (1)$$

и коэффициента k_2 в пропорциональной зависимости результатов контроля:

$$\Delta T_{ном} = k_2 \Delta m (T_{0ном} - T_{гном}), \quad (2)$$

где индекс «ном» отмечает величины при номинальных условиях контроля.

5. Определение зависимости относительного изменения долговечности лопатки от изменения ее температуры при эксплуатации.

Если фактором, определяющим долговечность, время до разрушения τ_p , является длительное статическое нагружение, то модели долговечности (Ларсона – Миллера):

$$\lg \tau_p = \frac{P_{л-м}(\sigma_{экв})}{T_{ЭК}} - 20$$

соответствует относительное изменение долговечности:

$$\eta = \frac{\Delta \tau_p}{\tau_p} \approx k_{\partial л} \Delta T_{\text{экс}}, \quad (3)$$

где $k_{\partial л} = -2,3 P_{\text{Л-М}}(\sigma_{\text{экр}}) / T_{\text{экс}}^2$;

$P_{\text{Л-М}}(\sigma_{\text{экр}})$ – параметр Ларсона-Миллера;

$T_{\text{экс}}$ – температура лопатки в эксплуатации, К.

Если долговечность определяется малоцикловой усталостью (при числе циклов до разрушения $10^3 < N_p < 10^5$), то модели долговечности (Мэнсона):

$$\Delta \sigma \approx 3,5 \sigma_b N_p^{-0,12}$$

соответствует относительное изменение циклической долговечности:

$$\eta = \frac{\Delta N_p}{N_p} \approx k_{\eta} \Delta T_{\text{экс}}, \quad (4)$$

где $k_{\eta} = 8,3 \frac{1}{\sigma_b} \frac{\partial \sigma_b}{\partial T_{\text{экс}}}$,

σ_b – предел прочности.

6. Выражения (1), (2) позволяют связать относительные изменения ресурса (3), (4) с результатом дефектоскопии ΔT или Δm и ее фактическими условиями $T_{0\text{фак}}$ и $T_{\text{фак}}$:

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{ном}} &= \frac{T_{0\text{ном}} - T_{\text{фном}}}{T_{0\text{фак}} - T_{\text{фак}}} \Delta T; \\ \eta &\approx k_1 k_3 \Delta T_{\text{ном}} \approx \\ &\approx k_1 k_2 k_3 \frac{T_{0\text{ном}} - T_{\text{фном}}}{T_{0\text{фак}} - T_{\text{фак}}} \Delta m, \end{aligned} \quad (5)$$

где

$$k_3 = k_{\partial л} \vee k_{\partial}$$

в зависимости от фактора определяющего ресурс лопатки в эксплуатации; индекс «фак» отмечает фактические условия дефектоскопии.

Оценивание параметров модели

Методика опробовалась применительно к условиям нестационарной тепловой дефектоскопии лопаток на установках лаборатории неразрушающего контроля ММП «Салют» [3].

Использовалась методика CFD-моделирования лопаток с кампланарными каналами и их фрагментов, описанная в работе [4].

Результаты расчетов полей температуры и напряжений в условиях эксплуатации представлены на рис. 2.

При моделировании «контрольного» дефекта воспроизводилось отсутствие теплоотдачи в ячейке вихревой матрицы $\sim 1 \times 1$ мм.

Моделирование теплового и напряженного состояний эталонной лопатки и лопатки с контрольным дефектом в условиях эксплуатации и тепловой дефектоскопии позволило оценить коэффициенты модели (5) значениями [5]:

$$k_1 = 2,2;$$

$$k_2 = 8 \text{ с};$$

$$k_3 = k_{\partial л} = -0,046 \text{ 1/К}.$$

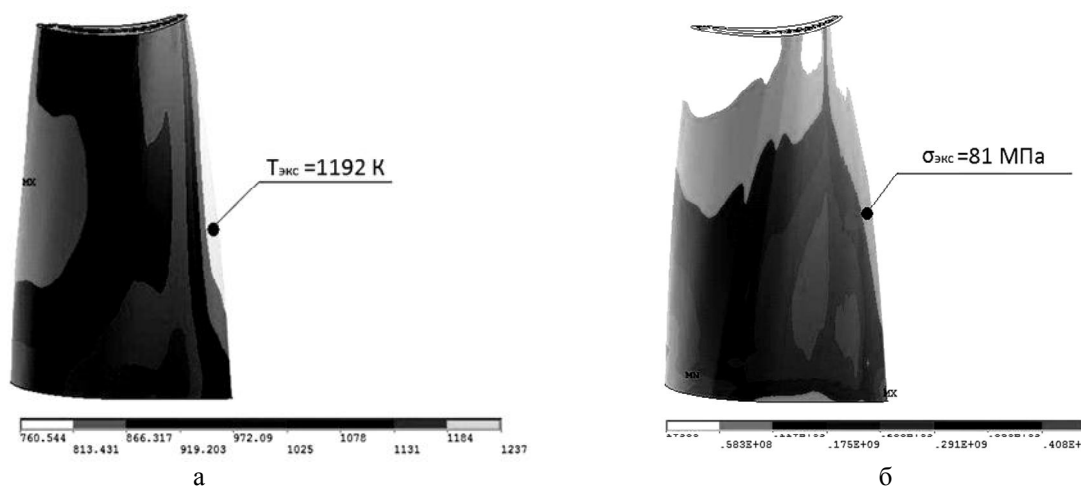


Рис. 2. Расчетные поля температуры, К (а) и напряжений, МПа (б) для условий эксплуатации

Пример дефектоскопии с получением ресурсной характеристики лопатки

В процессе дефектоскопии на установке ММПП «Салют» лопатка, предварительно нагретая до температуры $T_0 = 250$ °С, охлаждается сжатым воздухом, пропускаемым по каналам охлаждения. Нестационарное температурное поле поверхности лопатки регистрируется тепловизором с частотой 1 кадр полного обзора за 1с при разрешающей способности $\sim 1 \times 1$ мм. Установка оснащена датчиком температуры воздуха. Алгоритмы обработки термограмм устраняют влияние неоднородности излучательной

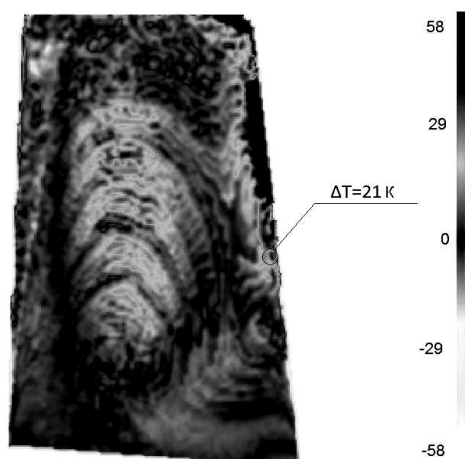


Рис. 3. Прогноз отклонения температуры лопатки в условиях эксплуатации, К

способности поверхности лопатки и интерпретируют локальные аномалии температурного поля как проявление дефектов.

Обработка результатов тепловизионного наблюдения дала поле отклонений локальных температур лопатки в процессе эксплуатации от поля локальных температур эталонной лопатки (рис. 3).

Полученная оценка относительного отклонения ресурса лопатки $\eta \approx 0,9$ позволила считать лопатку дефектной, что подтверждено обнаружением в лопатке не удаленных остатков литейной формы.

Литература

1. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1990. – 344 с.
2. Шевченко И.В., Пушкин Ю.Н., Логвиненко Н.В. Влияние пылевых отложений на тепловые характеристики охлаждаемых лопаток турбины // *Авиационная промышленность*. – 2006. – № 4. – С. 47-51.
3. Мельник С.И., Стороженко В.А., Чумаков А.Г., Шутов А.Н. Контроль качества охлаждаемых лопаток турбин методом продувки // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: ХАИ, 2002. – Вып. 34. – С. 25-29.
4. Контроль качества охлаждаемых лопаток турбин методом тепловой волны / С.И. Мельник, А.Г. Чумаков и др. // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – Х. ХАІ, 2002. – Вип. 34. – С. 176-180.
5. Моделирование температурного состояния охлаждаемой турбинной лопатки с вихревой матрицей в процессе тепловой дефектоскопии / А.Г. Чумаков, С.В. Епифанов, А.В. Олейник и др. // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2006. – № 8 (34). – С. 124-128.
6. Перетёртов В.Г. Оценка изменения термонапряженного состояния охлаждаемой лопатки турбины авиационного ГТД по результатам тепловой дефектоскопии // *Молодежь в авиации: новые решения и передовые технологии: Тез. док. межд. науч.-техн. конф. молодых специалистов авиамоторостроительной отрасли*. – Алушта: «Мотор-Сич», 2007. – С. 112-114.

Поступила в редакцию 1.04.2007

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

УДК 621.165.620.193

А.Э. КОВАЛЬСКИЙ

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

МЕТОД РАСЧЕТА ПРОЧНОСТИ СЦЕПЛЕНИЯ С ПОВЕРХНОСТЬЮ ПОДЛОЖКИ ИЗ ЛОПАТОЧНОГО МАТЕРИАЛА ЧАСТИЦ ПЛАЗМЕННОГО СВЧ-ПОГЛОЩАЮЩЕГО ПОКРЫТИЯ ИЗ КЕРМЕТА

Предложен метод расчета прочности соединения с подложкой из лопаточного материала частиц плазменного СВЧ-поглощающего покрытия из кермета в новом способе активной защиты рабочих лопаток влажно-паровых турбин от эрозии. Метод расчета базируется на разработанных математических моделях нестационарного процесса ударного взаимодействия напыляемых плазмой частиц покрытия с подложкой и процесса формирования связей между частицей и подложкой. Обоснованность метода подтверждается сравнением полученных результатов с опубликованными теоретическими и экспериментальными данными.

плазменное напыление, керметное покрытие, противозерозионная защита, прочность сцепления

Введение

Реализация активного способа защиты рабочих лопаток последних ступеней энергетических турбин от эрозии с помощью СВЧ ЭМП [1] предполагает размещение на вогнутой поверхности сопловых лопаток в периферийной зоне нагревательного элемента с плазменно-напыленным СВЧ-поглощающим покрытием из кермета.

Основными контролируемыми параметрами процесса нанесения плазмой различных покрытий являются температура и давление в области контакта жидких частиц материала напыляемого покрытия с твердой поверхностью подложки.

Известные математические модели [2 – 4] неудовлетворительно описывают сложный нестационарный процесс ударного взаимодействия капель, заключающихся в своем объеме расплав материала плазменного покрытия, с твердой подложкой, в результате которого в контактной области должны обеспечиваться соответствующие параметры (давление, температура) технологического процесса напыления покрытия.

1. Формулирование проблемы

Плазменное покрытие образуется в результате высокоскоростного удара, сильной деформации и

затвердевания на твердой поверхности подложки капель расплава материала покрытия, которые формируются и разгоняются в потоке плазмы до определенных скоростей нормального удара по поверхности подложки. При этом диаметр жидких частиц, напыляемых плазмой на подложку, обычно находится в диапазоне значений: $20 \div 200$ мкм.

Экспериментальным путем было установлено [3, 4], что для создания прочного плазменного покрытия на металлической подложке требуется обеспечить скорость нормального удара по ее поверхности капель расплава материала покрытия в диапазоне значений $100 \div 300$ м/с.

Указанный диапазон скоростей нормального удара, а также диапазон размеров жидких частиц покрытия, наносимых плазмой на подложку из лопаточного материала, соответствует диапазону параметров удара эрозионно-опасных капель влаги, попадающих на входные кромки рабочих лопаток последних ступеней энергетических турбин.

В работе [4] отмечается, что физические процессы, связанные с высокоскоростным ударом и растеканием капли воды по поверхности твердой преграды, развиваются на основе закономерностей, которые в полной мере можно отнести и к процессам,

связанным с ударом и растеканием по твердой подложке капли расплава материала плазменного покрытия (жидкие частицы металлов, оксидов).

Это означает, что может принята следующая гипотеза. Теоретические результаты, полученные в работе [5] для высокоскоростного удара по поверхности подложки из лопаточного материала (20X13) сферической капли воды, можно отнести к высокоскоростному удару сферической капли расплава оксида алюминия и металла (никеля), которые используются при создании плазменного СВЧ-поглощающего керметного покрытия.

Кроме того, примем обоснованную В.В. Кудиновым в работе [3] гипотезу о том, что даже при максимальной производительности напыления каждая капля расплава материала плазменного покрытия взаимодействует с твердой подложкой индивидуально.

2. Решение проблемы

2.1. Математическая модель физико-химического процесса соединения жидкой сферической частицы плазменного СВЧ-поглощающего керметного покрытия с поверхностью подложки из лопаточного материала. Гипотеза о независимости поведения жидких частиц керметного покрытия, напыляемых плазмой, на поверхности подложки из лопаточного материала (20X13) существенно упрощает задачу построения математической модели физико-химического процесса приваривания, который развивается на пятне контакта частицы с подложкой.

В такой постановке задача сводится к разработке математической модели нестационарного физико-химического процесса соединения частицы керметного покрытия с подложкой из лопаточного материала при плазменном напылении, который развивается в зоне контакта изолированной жидкой сферической частицы (оксида алюминия, никеля) с поверхностью стальной подложки вследствие высокоскоростного удара, растекания и затвердевания частицы.

2.1.1. Математическая модель нестационарного процесса ударного взаимодействия жидкой частицы плазменного керметного покрытия с подложкой из лопаточного материала. Экспериментальные исследования [2 – 4] закономерностей приваривания отдельных частиц плазменного покрытия к полированной металлической подложке позволили установить ряд важных физических закономерностей данного процесса.

Однако, достаточного внимания исследованию весьма сложного пространственно-временного закона распределения давления, которое возникает в зоне контакта жидкой частицы покрытия, напыляемого плазмой, с твердой поверхностью подложки при высокоскоростном соударении не уделялось.

Вместе с тем, хорошо известно, что контактные условия взаимодействия жидкой частицы с твердой подложкой в значительной мере определяют прочность ее сцепления с подложкой, а значит - прочность получаемого плазменного покрытия.

На первом этапе создания математической модели нестационарного физико-химического процесса соединения сферической капли расплава материала плазменного покрытия с твердой поверхностью подложки из лопаточного материала должна быть разработана физически обоснованная математическая модель нестационарного гидродинамического процесса, который протекает в этой капле при ее соударении с подложкой.

Достаточно физически обоснованная математическая модель высокоскоростного удара сферической капли жидкости (воды) по плоской твердой поверхности подложки в диапазоне нормальных скоростей удара $V_0 = 150 \div 350$ м/с была предложена в работе [5].

Принимая во внимание близость гидродинамических процессов, развивающихся в сферической капле воды и капле расплава компонентов плазменного керметного покрытия при высокоскоростном ударе о плоскую твердую преграду, будем предполагать следующее.

Нестационарное давление на расширяющемся пятне контакта жидкой сферической частицы компонентов керметного покрытия (оксида алюминия, никеля), нанесенной плазмой на подложку из лопаточного материала, можно определить по формуле, полученной для случая высокоскоростного удара сферической капли влаги по рабочей лопатке последней ступени мощной паровой турбины [5]:

$$p(r) = -A_i \times \rho_{жс} \times \sum_{n=1}^N \left(\frac{-2V_0 L J_0 \left(\frac{r \cdot \mu_n}{L} \right) \cdot \left(1 - \left(e^{(-H\mu_n/L)} \right)^2 \right)}{\mu_n^2 \cdot J_1(\mu_n) \cdot \left(1 + \left(e^{(-H\mu_n/L)} \right)^2 \right)} \right), \quad (1)$$

где A_i – коэффициенты, определяемые по методу [6];

$\rho_{жс}$ – плотность жидкости в капле;

H – высота эквивалентной цилиндрической капли, которая на каждом шаге по времени ударного взаимодействия заменяет сферическую каплю;

$J_0(\mu_n \frac{r}{L})$ – функция Бесселя нулевого порядка;

μ_n – корни уравнения $J_0(\mu) = 0$;

$J_1(\mu_n)$ – функция Бесселя первого порядка;

$n = 1, 2, 3, \dots$

Параметры течения в сферической капле жидкости при ударе о стальную подложку можно принять постоянными в пределах малых фиксированных интервалов времени, границы которых определяются по формуле [6]:

$$t_i = \frac{1}{2}t_0 + \frac{\lambda_R}{C_R}i + \sqrt{\left(\frac{1}{2}t_0\right)^2 + t_0 \frac{\lambda_R}{C_R}i}, \quad (2)$$

где $t_0 = 2 \cdot r_k \cdot V_0 / C_R^2$;

r_k – радиус капли;

V_0 – скорость ее нормального удара по поверхности стальной подложки;

C_R – скорость распространения волны Рэлея в материале подложки;

λ_R – длина волны Рэлея;

$i = 1, 2, 3, \dots$

При ударе жидкой частицы напыляемого покрытия сферической формы по твердой поверхности подложки текущий радиус пятна контакта в процессе деформирования частицы можно определить по формуле [7]:

$$L = \sqrt{2 \cdot r_k \cdot V_0 \cdot t} \quad (3)$$

где t – текущее время ударного взаимодействия частицы с подложкой.

На рис. 1 показаны профили сечений ($\varphi = const$) пространственных осесимметричных эпюр ударного давления на пятне контакта сферической капли расплава оксида алюминия с подложкой из материала 20X13, полученные расчетным путем по формулам (1) – (3) для различных интервалов времени ударного взаимодействия.

Эпюры давления получены для следующих условий:

– радиус капли $r_k = 0,00005$ м;

– плотность жидкости, содержащейся в капле

$\rho_{жс} = 3810$ кг/м³;

– скорость удара $V_0 = 300$ м/с;

– плотность материала рабочей лопатки (20X13)

$\rho_m = 7800$ кг/м³;

– коэффициент Пуассона и модуль продольной упругости для стали 20X13 $\nu = 0,3$;

– $E = 2,18 \cdot 10^{11}$ Н/м²;

– модуль сдвига: $G = 8,38 \cdot 10^{10}$ Н/м².

Расчетное давление от удара капли нормировалось по давлению гидравлического удара p^* , которое определялось в соответствии с одномерной теорией [8]. Время ударного взаимодействия, когда на пятне контакта существует достаточно большое положительное давление от удара жидкой частицы керметного покрытия (оксида алюминия, никеля) определяется формулой [6]:

$$t_k = r_k / V_0, \quad (4)$$

Формула (4) корреспондирует зависимости, которая была предложена в работе [3].

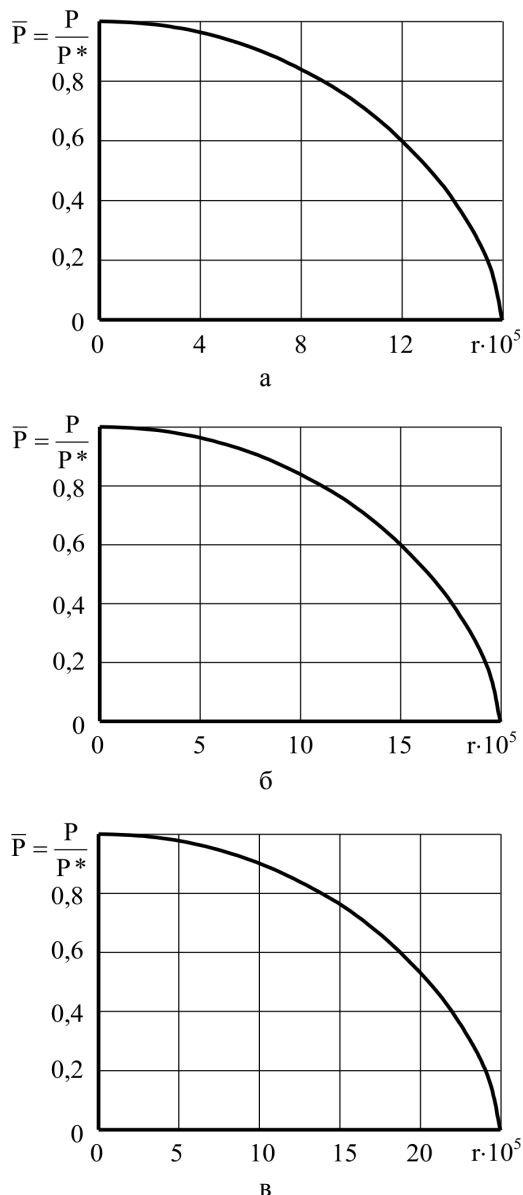


Рис. 1. Эпюры нестационарного давления, возникающего на пятне контакта сферической капли расплава оксида алюминия при высокоскоростном ударе по стальной (20Х13) подложке при напылении плазмой в различные моменты времени ударного взаимодействия:

$$a - t_0 < t \leq t_1$$

$$(t_0 = 0,3248 \cdot 10^{-7} \text{ c}, t_1 = 0,8752 \cdot 10^{-7} \text{ c});$$

$$б - t_1 < t \leq t_2 \quad (t_2 = 0,1345 \cdot 10^{-6} \text{ c});$$

$$в - t_4 < t \leq t_5$$

$$(t_4 = 0,2217 \cdot 10^{-6} \text{ c}, t_5 = 0,26367 \cdot 10^{-6} \text{ c})$$

По окончании времени t_k давление в контактной области мгновенно снижается до нуля вследствие сильного деформирования и растекания капли расплава материала покрытия по подложке.

Радиальная скорость течения на пятне контакта сферической капли расплава материала напыляемого плазмой керметного покрытия вследствие высокоскоростного удара по жесткой плоской поверхности подложки из лопаточного материала определяется зависимостью [5]:

$$u(r, z) = \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{2V_0 J_1 \left(\frac{r\mu_n}{L} \right) \left(1 - \left(e^{(-H\mu_n/L)} \right)^2 \right)}{\mu_n \cdot J_1(\mu_n) \cdot \left(1 + \left(e^{(-H\mu_n/L)} \right)^2 \right)} \right). \quad (5)$$

На рис. 2 представлены результаты расчета относительной радиальной скорости течения жидкости u/V_0 на пятне контакта капли вследствие удара по жесткой плоской поверхности преграды при изменении относительной радиальной координаты r/L , отсчитанной от центра удара капли.

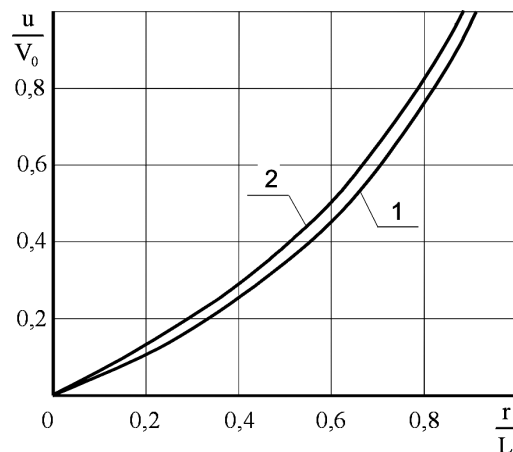


Рис. 2. Радиальная скорость течения жидкости (расплав оксида алюминия) в капле на пятне контакта при высокоскоростном ударе о жесткую преграду из материала 20Х13

На рис. 2: кривая 1 – расчетные значения относительной радиальной скорости течения жидкости на пятне контакта, полученной по аналитической модели удара сферической капли, предложенной М.И. Хмельником [9]; кривая 2 – расчетные значения той же скорости, полученные по формуле (5).

Как можно заметить, полученные результаты расчета достаточно хорошо совпадают как в качественном, так и в количественном смысле в пределах всей контактной области, исключая ее границу.

Заметим, что на границе пятна контакта капли с преградой (в зоне, представляющей наибольший интерес) модель Хмельника [9] для определения скорости радиального растекания жидкости использовать нельзя, поскольку она приводит к результату, противоречащему физическому смыслу (при $(r/L) \rightarrow 1$ относительная скорость растекания $(u/V_0) \rightarrow \infty$).

Представленная выше математическая модель такой особенности не имеет и дает на границе пятна контакта конечное значение скорости радиального растекания жидкости, корреспондирующее экспериментальным данным [7].

2.1.2. Математическая модель кинетического процесса формирования связей между сферической частицей плазменного покрытия из кермета и стальной подложкой. Весь процесс взаимодействия материалов при создании плазменных покрытий складывается из трех стадий:

а) на первой стадии возникает физический контакт материала частицы с материалом подложки; эта стадия завершается подготовкой поверхности подложки к взаимодействию с частицей напыляемого покрытия;

б) на второй стадии (стадии химического взаимодействия) происходит активация поверхностей, находящихся в физическом контакте, в результате чего развивается процесс химического взаимодействия между атомами частицы и подложки на поверхности раздела реагирующих фаз; эта стадия завершается прочным соединением частицы с подложкой;

в) на третьей стадии развиваются процессы объемного взаимодействия находящихся в контакте материалов.

Процесс объемного взаимодействия жидкой частицы материала плазменного покрытия (оксида алюминия, никеля) с подложкой в данной работе не рассматривается.

В настоящей работе рассматриваются только механические процессы, сопровождающие присоединение жидкой частицы покрытия к подложке.

Кроме действующего в контактной области давления необходимые условия химического взаимодействия между атомами частицы и подложки обеспечиваются также за счет высокой скорости радиального растекания капли расплава материала покрытия по твердой поверхности подложки. В результате этого создаются более благоприятные условия для установления химических связей между атомами частицы и подложки, что позволяет обеспечить достаточно прочное соединение частицы покрытия с подложкой. Скорость радиального течения в сферической капле расплава компонентов СВЧ-поглощающего керметного покрытия, напыляемого плазмой на подложку из лопаточного материала, можно определить по формуле (5).

Прочность соединения напыляемого плазмой покрытия с подложкой определяется, в основном, полнотой химического взаимодействия, устанавливающегося в контактной области между частицей покрытия и подложкой. Внешним проявлением такого взаимодействия является заполнение зоны контакта частицы с подложкой очагами схватывания.

Физический контакт между атомами частицы покрытия, наносимого плазмой, и подложки, характеризуется тем, что значительная часть возбужденных атомов частицы покрытия, находящихся в контакте с атомами подложки, оказывается подготовленной к химическому взаимодействию с атомами подложки.

Если атомам подложки сообщить энергию активации, то они смогут образовать химические связи с атомами частицы.

Принимая данное условие, В.В. Кудинов предложил математическую модель процесса активации атомов подложки в виде [2 – 4]:

$$\frac{dN(t)}{dt} = [N_k - N(t)] \cdot v \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{kT_k}\right), \quad (6)$$

где N_k – количество атомов на поверхности подложки (частицы), которые находятся в физическом контакте;

$N(t)$ – количество атомов из числа атомов N_K ,
которые прореагировали за время t ;

ν – частота собственных колебаний атомов подложки (постоянная процесса активации);

E_a – энергия активации;

T_K – абсолютная температура контакта;

k – постоянная Больцмана.

Следует отметить, что в процессе деформирования частицы покрытия, величина пятна контакта, на котором реализуются условия физического контакта, позволяющие обеспечить возникновение химических связей между атомами, изменяется.

При этом для каждого фиксированного момента времени t_i , который определяется формулой (2), можно определить общее количество прореагировавших атомов поверхности подложки $N(t_i)$.

Такой подход к проблеме физико-химического взаимодействия жидких частиц плазменного керметного покрытия со стальной подложкой позволяет построить нестационарную математическую модель кинетики физико-химического взаимодействия рассматриваемых материалов, которая будет учитывать нестационарность гидродинамического процесса в жидкой частице покрытия при высокоскоростном ударе по поверхности твердой подложки.

Принимая гипотезу В.В. Кудинова [4] о том, что абсолютная температура на пятне контакта $T_K = \text{const}$, из уравнение (6) получим следующее:

$$\int_0^{N(t_K)} \frac{dN}{[N_K - N]} = \int_0^{t_K} \left[\nu \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{kT_K}\right) \right] dt, \quad (7)$$

где $N_K(t_K)$ – общее количество атомов на выделенной поверхности раздела “частица покрытия – подложка”, которые установят физический контакт к моменту t_K завершения стадии ударного взаимодействия частицы с подложкой;

$N(t_K)$ – количество атомов из числа $N_K(t_K)$, которые прореагируют к моменту окончания времени ударного взаимодействия;

t_K – продолжительность стадии ударного взаимодействия.

В предлагаемой постановке задачи об установлении химических связей между реагирующими атомами жидкой частицы покрытия и твердой подложки из лопаточного материала предполагается возможность перехода от реального нестационарного процесса физико-химического взаимодействия к конечной последовательности стационарных процессов, в которых гидродинамические параметры в пределах выделенных кольцевых зон контактной области можно считать постоянными.

Последовательные малые интервалы времени взаимодействия, а также размеры в радиальном направлении выделяемых на пятне контакта капли с подложкой кольцевых зон, возникающих при деформировании капли, для которых может быть принято такое допущение, определяются с помощью зависимостей (2) и (3).

Учитывая физический смысл величины $N_K(t_K)$, которая для любого момента t_i времени взаимодействия капли расплава материала покрытия с твердой подложкой, должна удовлетворять условию

$$N_K(t_K) > N(t_i),$$

из уравнения (7) получим:

$$\ln \left[\frac{N_K(t_K)}{N_K(t_K) - N(t_K)} \right] = \left[\nu \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{kT_K}\right) \right] \cdot t_0 + \sum_{i=1}^{i=i_K} \left[\nu \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{kT_K}\right) \right] \cdot (t_i - t_{i-1}), \quad (8)$$

где индекс $i = i_K$ соответствует завершающему моменту $t = t_K$ времени ударного взаимодействия жидкой частицы покрытия с поверхностью твердой подложки, который определяется по формуле (4).

Полученное выражение (8) представляет собой математическую модель нестационарного физико-химического процесса формирования химических связей между атомами жидкой частицы керметного покрытия, напыляемого плазмой, и подложки из лопаточного материала в пределах любой из кольцевых зон, выде-

ляемых на расширяющемся пятне контакта, в условиях высокоскоростного соударения частицы с подложкой. Данная формула полностью корреспондирует аналогичному по своему физическому смыслу формулы В.В. Кудинова [2 – 4], которое отвечает условиям ударного взаимодействия жидкой частицы покрытия с твердой подложкой при сравнительно небольших скоростях нормального удара ($V_0 \leq 100$ м/с).

Действительно, кинетическое уравнение роста прочности сцепления с подложкой частиц плазменного покрытия, предложенное В.В. Кудиновым [2 – 4], можно получить из уравнения (8), как частный случай, если отбросить члены, позволяющие учитывать нестационарность физико-химического процесса формирования химических связей на пятне контакта.

При высокой скорости напыляемых частиц ($V_0 \geq 200$ м/с) давление, возникающее на пятне контакта жидкой частицы с подложкой, существенно ускоряет процесс их соединения (приваривания частицы) за счет упругого искажения кристаллической решетки подложки в месте удара частицы [4]. Это повышает прочность и улучшает качество плазменного покрытия.

Промежуточное значение относительной прочности соединения частицы покрытия с подложкой, которое возникает в какой-либо выделенной кольцевой зоне пятна контакта к моменту времени t_i при использовании величины среднеинтегрального давления в данной зоне, определяемой для каждого интервала времени $\Delta t_i = t_i - t_{i-1}$, можно определить по формуле:

$$\ln \left[1 - \frac{N(t_i)}{N_K(t_K)} \right] = -t_0 \cdot v \cdot \exp \left(-\frac{E_a}{kT_K} \right) - \sum_{i=1}^{i_{\max}} \left[v \cdot \exp \left(-\frac{E_a}{kT_K} \right) \right] \cdot (t_i - t_{i-1}). \quad (9)$$

Результаты численных исследований давления, на пятне контакта капли расплава одного из компонентов керметного покрытия (оксида алюминия) с поверхностью подложки из лопаточного материала

(20Х13) при скоростях нормального удара ($V_0 \geq 200$ м/с) позволяют заключить следующее.

Среднеинтегральное давление, определенное на площади всего пятна контакта между частицей и подложкой является величиной постоянной для любого момента времени определяемого по формуле (1). Этот вывод корреспондирует данным численных исследований [3, 4].

Таким образом, если проводить анализ процесса физико-химического взаимодействия жидкой частицы плазменного покрытия и твердой подложки на основе среднеинтегрального давления, определяемого в пределах всей площади пятна контакта, то его можно рассматривать как изобарный [3, 4].

Реально действующее на пятне контакта давление удара является нестационарным как во времени, так и в пространстве (в контактной области с подвижной границей), что хорошо иллюстрирует рис. 1. Нестационарным является также и среднеинтегральное давление, определяемое не в пределах всего пятна контакта, а только в пределах последовательно возникающих на каждом шаге Δt_i по времени ударного взаимодействия кольцевых зон в контактной области, которые образуются при деформировании жидкой частицы покрытия и расширении ее пятна контакта с твердой подложкой.

Для капли жидкости (расплава оксида алюминия) с плотностью

$$\rho_{жс} = 3810 \text{ кг/м}^3,$$

которая имеет радиус

$$r_K = 50 \text{ мкм}$$

и падает на поверхность стальной подложки со скоростью нормального удара, равной

$$V_0 = 300 \text{ м/с},$$

имеем следующее.

В кольцевой зоне пятна контакта, которая образуется на первом шаге по времени ударного взаимодействия

$$\Delta t_1 = t_1 - t_0 = 0,55 \cdot 10^{-7} \text{ с}$$

и характеризуется шириной

$$\Delta L_1 = L_1 - L_0 = 6,2 \cdot 10^{-5} \text{ м},$$

действует среднеинтегральное давление, равное

$$p_{\kappa, cp, \kappa}(t_1) = 0,189 \cdot \rho_{жс} \cdot L_{\kappa} \cdot V_0$$

(L_{κ} – радиус пятна контакта, возникающего к моменту времени t_{κ}).

В той же самой кольцевой зоне пятна контакта на втором шаге по времени взаимодействия в течение интервала времени

$$\Delta t_2 = t_2 - t_1 = 0,43 \cdot 10^{-7} \text{ с}$$

действует среднеинтегральное давление, равное

$$p_{\kappa, cp, \kappa}(t_2) = 0,352 \cdot \rho_{жс} \cdot L_{\kappa} \cdot V_0,$$

которое превышает в 1,86 раз такое же давление, которое действовало в этой зоне в течение интервала времени Δt_1 .

В рассматриваемой кольцевой зоне пятна контакта на пятом временном шаге в течение интервала времени

$$\Delta t_5 = t_5 - t_4 = 0,42 \cdot 10^{-7} \text{ с}$$

действует среднеинтегральное давление

$$p_{\kappa, cp, \kappa}(t_5) = 0,434 \cdot \rho_{жс} \cdot L_{\kappa} \cdot V_0,$$

которое превышает в 1,2 раз такое же давление, которое действовало в этой зоне в течение интервала времени Δt_1 .

Необходимость учета нестационарности среднеинтегрального давления в различных кольцевых зонах пятна контакта жидкой частицы плазменного покрытия с твердой поверхностью подложки, которая проявляется в этих зонах в пределах малых интервалов времени контактного взаимодействия Δt_i , объясняется следующим.

На удаленных от центра удара периферийных границах кольцевых зон, последовательно возникающих на пятне контакта и отвечающих ряду дискретных значений t_i времени ударного взаимодействия капли с подложкой, которые вычисляются по формуле (2), давление постепенно возрастает от нуля, приближаясь с каждым очередным шагом по времени взаимодействия, к значению:

$$p^* = 0,51 \cdot \rho_{жс} \cdot L_{\kappa} \cdot V_0. \quad (10)$$

При этом возрастает также и среднеинтегральное давление, которое вычисляется в пределах отдельных кольцевых зон с шириной ΔL_i .

Каждое слагаемое в (9) справа от знака равенства, имеет множитель

$$K_c = v \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{kT_{\kappa}}\right).$$

Рассмотрим подробнее каждый из членов, входящих в состав данного комплекса.

Величина v представляет собой частоту колебаний атомов в материале подложки. На основании данных работ [3, 4] при нанесении плазмой керметного покрытия на подложку из лопаточного материала (20X13) ее можно принять равной

$$v = 10^{13} \text{ сек}^{-1}.$$

Абсолютная температура T_{κ} на пятне контакта, с учетом данных [2 – 4], также может быть принята постоянной; k является физической константой по определению (постоянная Больцмана).

С другой стороны, в работах [2 – 4] представлены экспериментальные данные, которые показывают, что энергия активации E_a , также входящая в рассматриваемый комплекс, сильно зависит от давления на пятне контакта. Это хорошо иллюстрирует кривая, приведенная на рис. 3.

Шаг по времени Δt_i , входящий сомножителем в каждое из слагаемых в правой части выражения (9), практически не изменяется с увеличением индекса суммирования (i) на единицу.

Таким образом, для любой пары слагаемых в правой части выражения (9) выполняется условие:

$$v \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{kT_{\kappa}}\right) \cdot (t_{i+1} - t_i) > v \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{kT_{\kappa}}\right) \times (t_i - t_{i-1}). \quad (11)$$

Условие (11) выполняется всегда, поскольку среднеинтегральное давление в пределах любой из выделенных кольцевых зон в интервале времени

$\Delta t_{i+1} = t_{i+1} - t_i$ будет всегда больше того же давления в интервале времени $\Delta t_i = t_i - t_{i-1}$, а величина произведения в правой и левой части данного неравенства определяется величиной быстро убывающего с ростом среднеинтегрального давления экспоненциального делителя.

Таким образом, при постоянной температуре на поверхности подложки для любой скорости нормального удара ($V_0 > 100$ м/с) в кольцевых зонах пятна контакта, расположенных ближе к центру удара напыляемой частицы, количество связей, возникающих между ее атомами и атомами подложки, будет всегда больше, чем в кольцевых зонах, более удаленных от этого центра.

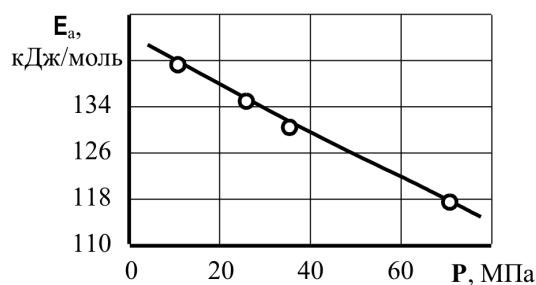


Рис. 3. Изменение энергии активации E_a под действием среднеинтегрального давления p , которое возникает на пятне контакта жидкой частицы расплава металла (серебра) с твердой полированной поверхностью металлической (серебряной) подложки при плазменном напылении

В [2 – 4] экспериментальным путем было показано, что повышение давления удара понижает энергию активации и повышает скорость реакции между атомами частицы и подложки в зоне контакта.

Это означает, что давление на пятне контакта является одним из основных факторов процесса соединения (приваривания) частицы покрытия, напыляемого плазмой, с поверхностью подложки, а прочность возникающего при этом соединения необходимо определять с учетом нестационарности давления в контактной области, которая проявляется тем сильнее, чем выше скорость нормального со-

ударения частицы с подложкой.

Предложенная в данной работе математическая модель процесса соединения частицы покрытия с подложкой позволяет адаптировать теорию нанесения плазменных покрытий, разработанную В.В. Кудиновым [2 – 4], к условиям высокоскоростного удара ($V_0 \geq 200$ м/с) жидких частиц керметного покрытия по напыляемой поверхности подложки из лопаточного материала.

Прочность покрытия определяется отношением силы P , которую необходимо приложить для отделения частицы от подложки, к площади F_x пятна химического взаимодействия частицы с подложкой.

Она зависит от температуры T_k , которая устанавливается на пятне контакта капли расплава материала покрытия с твердой подложкой, скорости нормального удара капли по поверхности подложки V_0 и продолжительности стадии ударного взаимодействия капли с подложкой [2 – 4].

На рис. 4 показана схема экспериментального определения прочности плазменного покрытия [4].

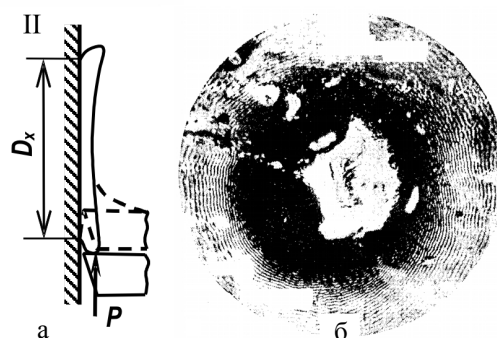


Рис. 4. Схема экспериментального определения прочности сцепления частицы покрытия, нанесенной плазмой, с поверхностью подложки:
а – схема отделения от подложки затвердевшей частицы покрытия силой P ; D_x – диаметр пятна химического взаимодействия атомов частицы с атомами подложки (он может совпадать с диаметром пятна контакта частицы в конце процесса ее деформирования);
б – вид подложки после удаления с ее поверхности приваренной частицы

плазменного покрытия

Результаты анализа [3, 4] поверхности излома, которая возникает на подложке после механического удаления приваренной частицы покрытия, показывают (рис. 4), что наиболее интенсивно процесс формирования химических связей между атомами частицы и подложки развивается в центральной зоне пятна контакта, а наименьшая интенсивность данного процесса наблюдается на его периферии.

Заключение

С учетом представленных выше данных можно заключить следующее.

1. Предложенная математическая модель нестационарного давления удара, возникающего на пятне контакта жидкой сферической частицы керметного покрытия, наносимого плазмой, с подложкой из лопаточного материала (20Х13), представленная зависимостями (1) – (5), находит качественное подтверждение.

2. Такое же качественное подтверждение находит математическая модель нестационарного физико-химического процесса формирования химических связей между атомами частицы керметного покрытия, наносимого плазмой, и стальной подложки на пятне контакта с подвижной границей, которая представлена зависимостью (8).

3. На базе разработанных математических моделей предложен удобный для реализации на ПЭВМ метод расчета прочности сцепления частиц плазменного СВЧ-поглощающего керметного покрытия с поверхностью подложки из лопаточного материала, отвечающий условиям высокоскоростного удара по поверхности подложки напыляемых частиц.

Необходимо проведение дальнейших исследований по определению влияния волны Релея, обусловленного высокоскоростным ударом, на прочность сцепления с подложкой напыляемых частиц керметного покрытия.

Литература

1. Ковальский А.Э., Картмазов Г.Н., Суслов Н.Н. Новый способ активной защиты рабочих лопаток последних ступеней энергетических турбин от эрозионного износа // Пробл. машиностроения. – 2005. – Т. 8, № 2. – С. 6-18.
2. Кудинов В.В., Пекшев П.Ю., Белашенко В.Е. Нанесение покрытий плазмой. – М.: Наука, 1990. – 408 с.
3. Кудинов В.В. Нанесение покрытий распылением // Плазменные процессы в металлургии и технологии неорганических материалов. – М.: Наука, 1973. – С. 158-187.
4. Кудинов В.В. Плазменные покрытия. – М.: Наука, 1977. – 184 с.
5. Ковальский А.Э. Математическая модель высокоскоростного удара эрозионно-опасной капли конденсата по рабочей лопатке влажно-паровой ступени энергетической турбины // Вестник двигателестроения. – 2004. – № 2. – С. 51-59.
6. Ковальский А.Э. Теоретическое обоснование механизма каплеударной эрозии рабочих лопаток осевых турбомашин // Авіаційно - космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. – Х.: ХАІ, 2001. – Вып. 23. Двигуни та енергоустановки. – С. 33-41.
7. Эрозия / Под ред. К. Прис. – М.: Мир, 1982. – 464 с.
8. Перельман Р.Г. Эрозионная прочность деталей и энергоустановок летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1980. – 245 с.
9. Хмельник М.И. Удар сферической капли о твердую поверхность // Изв. АН СССР. ОТН. Механика и машиностроение. – 1961. – № 4. – С. 167-169.

Поступила в редакцию 8.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.И. Змий, Национальный научный центр “Харьковский физико-технический институт”, Харьков.

УДК 629.7.018:629.7.03.063.7

А.Н. АНТОНОВ, Н.К. АКСЕНОВ, Ю.С. МАРКОВ, В.Е. МЕНЬШИКОВ**ФГУП "Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова",
Москва, Россия****СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК УЗЛОВ
И АГРЕГАТОВ МАСЛЯНЫХ СИСТЕМ АВИАЦИОННЫХ И НАЗЕМНЫХ ГТД
И ГТУ В РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЯХ**

Рассмотрены причины, повлекшие за собой создание стенда для исследования характеристик элементов и агрегатов масляной системы ГТД и ГТУ в различных условиях. Приведено краткое описание и технические характеристики стенда, созданного в испытательном комплексе центрального института авиационного моторостроения им. П.И. Баранова. Рассмотрено использование стенда применительно к испытаниям по определению эффективности работы воздухоотделителя-суфлера.

масляная система, воздухоотделитель-суфлер, ГТД, испытания, стенд**Введение**

Современная методология создания масляной системы двигателей предусматривает большой объем исследований на стадии научно-технической разработки, испытаний и последующей доводки отдельных элементов и узлов. При таком подходе увеличивается объем поузловой отработки элементов масляной системы двигателя в условиях, максимально приближенных к условиям работы узла в составе двигателя. Это упрощает процесс доводки элементов и узлов масляной системы без проведения полномасштабных испытаний авиационных ГТД и ГТУ и уменьшает затраты, с ними связанные.

В связи с большой актуальностью работ по доводке масляных систем перспективных двигателей в ЦИАМ им. П.И. Баранова был разработан и создан стенд для проведения в различных условиях экспериментальных исследований характеристик таких агрегатов и узлов масляной системы ГТД и ГТУ как воздухоотделители, суфлеры, нагнетающие и откачивающие насосы, фильтры и т.д.

1. Формулирование проблемы

Экспериментальные исследования маслосистемы и ее элементов в составе ГТД представляют собой

длительный, трудоемкий и дорогостоящий процесс, при этом очень сложно исследовать характеристики какого либо агрегата или элемента отдельно. При исследовании элемента масляной системы в отдельности также возникает ряд проблем, в основном связанных с точностью имитации условий работы этого элемента на двигателе.

Приемлемым вариантом в данной ситуации является создание установки под испытания конкретного элемента масляной системы, например суфлера. Но тогда количество таких установок будет весьма велико и затраты на их создание могут превысить затраты на проведение испытаний масляной системы в составе ГТД.

Выходом из данной ситуации, по мнению авторов статьи, является создание универсального стенда, который обладал бы достаточной гибкой и легко изменяемой технологической схемой для исследования любых элементов и узлов масляной системы, но в то же время позволял обеспечить высокую степень имитации условий работы на двигателе.

Целью проведенной работы являлась разработка и создание универсального стенда и проведение на нем испытаний по исследованию эффективности работы (определения величины безвозвратных потерь масла и гидравлических характеристик) возду-

хоотделителя-суфлера (ВС) в земных и высотных условиях работы авиационного ГТД.

2. Решение проблемы

На первом этапе создания стенда были определены требования к нему, разработана принципиальная схема (рис. 1), рассчитаны длины и диаметры воздушных и масляных магистралей, определены требования и осуществлен выбор технологического оборудования: насосов, фильтров, запорно-регулирующей арматуры и т.д.

На втором этапе была проведена конструкторская проработка, изготовление элементов и узлов стенда, монтаж оборудования и систем стенда. В результате был создан экспериментальный стенд, включающий в себя следующие основные системы:

- систему подготовки и подачи масла и воздуха к исследуемому объекту;
- систему вакуумирования, обеспечивающую высотные условия в исследуемом объекте;
- систему электромеханических приводов объекта испытаний, стендовых агрегатов и запорной арматуры;
- автоматизированную информационно-измерительную систему сбора и первичной обработки информации (АИИС);

– систему регулирования и управления стендовыми устройствами.

Ниже представлено краткое описание основных систем стенда.

1. Система подготовки и подачи масла и воздуха к исследуемому объекту включает в себя:

- масляные и воздушные фильтры грубой (60 мкм) и тонкой (15 мкм) очистки;
- нагнетающий и откачивающие насосы;
- маслобак (МБ), совмещенный с системой подогрева масла до требуемой температуры;
- магистраль подачи воздуха (ВМ);
- магистрали ММ1 подвода масла и ВМ1 подвода воздуха к смесителю СМ1; за смесителем эти магистрали объединяются в магистраль СММ1, в которой имитируются параметры масловоздушной смеси линии откачки из полостей подшипниковых узлов двигателя;
- магистрали ММ2 подвода масла и ВМ2 подвода воздуха к смесителю СМ2; за смесителем эти магистрали объединяются в магистраль СММ2, в которой имитируются параметры масловоздушной смеси, поступающей в коробку приводов двигателя по магистралям суфлирования;
- магистраль СММ3 отвода масловоздушной смеси из имитатора коробки приводов (ИКП) двига-

теля, разделяющуюся на магистрали ММ3 отвода масла и возврата его в маслобак и ВМ3 отвода воздуха и возврата его в ИКП; масло после ВС сливалось в циклон, в котором производилось дополнительное отделение воздуха от масла (имитация маслобака двигателя), как и на двигателе полость циклона соединена линией суфлирования с полостью ИКП;

– магистраль СММ4 отвода масловоздушной смеси из ВС, разделяющуюся на магистрали ВМ4 отвода воздуха, ММ41 измерения расхода масла

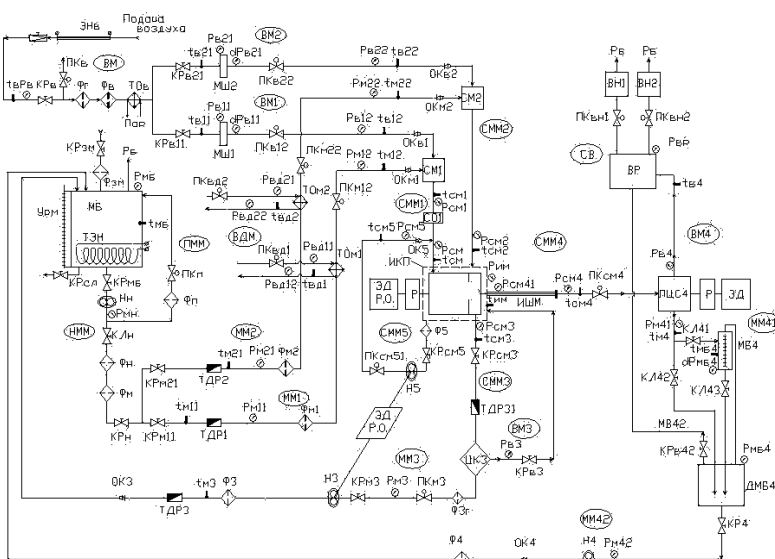


Рис. 1. Принципиальная схема стенда

и ММ42 отвода масла, уходящего с воздухом из ВС; для отделения воздуха от масла после ВС установлен приводной центробежный суфлер ПЦС;

– магистраль СММ5 отвода масловоздушной смеси из ИКП и подачи ее в магистраль СММ на вход в ВС; смесь, подаваемая в ВС по магистрали СММ5, имитирует смесь, откачиваемую из коробки приводов двигателя.

2. Система вакуумирования, обеспечивающая высотные условия в исследуемом объекте, состоит из двух параллельно работающих вакуумных насосов ВН1 и ВН2, подключаемых к вакуумному ресиверу ВР через соответствующую запорно-регулирующую арматуру.

3. Система электромеханических приводов объекта испытаний, стендовых агрегатов и запорной арматуры и система регулирования и управления стендовыми устройствами позволяют проводить настройку требуемых параметров эксперимента из пультовой стенда путем воздействия оператора на соответствующие органы управления.

Технологическая схема установки требует для ряда агрегатов системы (блока откачивающих насосов НЗ и Н5 и привода ВС) обеспечения частоты вращения, превышающую частоту вращения приводного электродвигателя и возможность регулирования ее в широком диапазоне. Это обеспечивается за счет повышающих мультипликаторов с необходимым передаточным отношением, а изменение частоты вращения – за счет изменения скорости вращения вала электродвигателя. Для регулирования частоты питающего напряжения двигателя используется частотный преобразователь фирмы «Омрон».

4. Автоматизированная информационно-измерительная системы (АИИС) предназначена для повышения качества, оперативности проведения испытаний и обработки их результатов, обеспечения безопасности и эффективности ведения процесса испытаний, а также оперативного контроля технологических и режимных параметров на современном техническом уровне.

АИИС представляет собой распределенную систему, состоящую из следующих функциональных подсистем:

– информационной, включающей в себя подсистему измерений и регистрации режимных, технологических параметров и параметров, характеризующих работу исследуемого агрегата на стационарных режимах работы;

– центральной, включающей в себя телекоммуникационные средства и средства локальной вычислительной сети (ЛВС), сервер, автоматизированное рабочее место исследователя (АРМИ), автоматизированное рабочее место экспериментатора (АРМЭ).

На третьем этапе, перед проведением испытаний ВС были выполнены пуско-наладочные работы технологических систем стенда:

– проверка герметичности масляной, воздушной, вакуумной и др. систем);

– проверка работоспособности нагнетающего и откачивающих масляных насосов, определение их расходных характеристик, оценка характеристик системы нагрева масла;

– проверка работоспособности системы вакуумирования и возможность обеспечения высотных условий в требуемом диапазоне;

– проверка работоспособности электромеханических приводов стендовых агрегатов и оценка характеристик регулирующих клапанов;

– проведение ряда градуировочных работ по определению характеристик расходомерных устройств масляной системы;

– комплексная проверка автоматизированной информационно-измерительной системы (АИИС) стенда.

В результате выполненного комплекса работ получено, что стенд имеет следующие технические характеристики:

частота вращения вала	– до 25000 об/мин;
мощность электродвигателя	– 100 кВт;
высотность	– до 20000 м;

температура масла	– до 300 °С;
температура воздуха	– до 300 °С;
давление масла	– до 20 кг/см ² ;
давление воздуха	– до 20 кг/см ² ;
расход масла	– до 120 л/мин;
расход воздуха	– до 200 г/с;
содержание воздуха в масле	– до 100 %.

При проведении анализа погрешности измерения основных режимных параметров получены следующие результаты: температура $\pm 1\%$, давление $\pm 0,5\%$, расход масла $\pm 1\%$, расход воздуха $\pm 2\%$, число оборотов $\pm 0,1\%$, высота ± 50 м.

Далее приводятся некоторые результаты по использованию стенда для исследования эффективности работы ВС в земных и высотных условиях работы ГТД.

Одной из основных задач испытаний ВС являлось определение величины безвозвратных потерь масла, которая определяется по объему масла, уходящему из ВС с воздухом через магистраль СММ4. В процессе калибровочных испытаний стенда была создана и отработана методика определения величины безвозвратных потерь масла в темпе эксперимента, позволяющая обеспечить требуемую точность измерения. Согласно этой методике, для определения объема масла используется специальный мерный бак МБ4. Масло после приводного центробежного суфлера ПЦС4 на установившемся режиме работы сливается в него. Отсчет времени замера t объема масла начинается с момента переключения клапанов КЛ41 и КЛ42. Окончание замера производится также переключением клапанов КЛ41 и КЛ42. Продолжительность замера при установившихся режимных параметрах составляла 600-1200 с.

Критерием правильности выполнения замера является линейный характер изменения объема масла в мерном баке или его приращения по времени в течение замера.

Более точное определение величины безвозвратных потерь масла выполняется графическим спосо-

бом (после окончания эксперимента) с помощью аппроксимации изменения объема масла в мерном баке по времени в виде

$$V = B \cdot \tau + A,$$

где V – объем масла в мерном баке; τ – время; B – безвозвратные потери масла в мл/с.

При обработке исключаются начальный и конечный участок (влияние переключения клапанов). Значение потерь масла в л/час определяется следующим образом:

$$V_{\text{блм}} = B / 1000 \cdot 3600.$$

В результате проведенных испытаний получены данные по величине безвозвратных потерь масла на всех режимах и определены гидравлические характеристики ВС.

Заключение

В результате выполненного комплекса работ создан универсальный стенд для исследования характеристик агрегатов и узлов масляных систем авиационных и наземных ГТД и ГТУ в условиях максимально приближенных к натурным в широком диапазоне режимных параметров. В процессе экспериментальных исследований воздухоотделителя-суфлера на этом стенде:

- отработана методика проведения испытаний с обеспечением высокой точности измерения и регулирования основных параметров;
- отработана методика определения величины безвозвратных потерь масла в темпе эксперимента;
- определены характеристики воздухоотделителя-суфлера.

Использование данного стенда позволит значительно сократить сроки и затраты на доводку элементов и узлов масляных систем ГТД различного класса мощности и назначения.

Поступила в редакцию 1.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.А. Жердев, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва.

УДК 621.56

Т.П. МИХАЙЛЕНКО¹, И.И. ПЕТУХОВ¹, П.Д. ЖЕМАНИЮК², А.Ю. БАСОВ²¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина²ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ШАХТНОГО ВОЗДУХА

Рассмотрена возможность применения осевых компрессоров в системе кондиционирования шахтного воздуха на базе технологии водяной шуги (жидкого льда). Определены показатели эффективности компрессоров, при которых установки такого типа превосходят традиционные холодильные машины, используемые для охлаждения шахтного воздуха.

водяная шуга, жидкий лед, осевой компрессор, охлаждение шахтного воздуха, система кондиционирования, энергетическая эффективность

Введение

Микроклимат шахты оказывает непосредственное влияние на технологические условия, безопасность горных работ и производительность труда шахтёров. От него зависят возможность механизации работ, устойчивость горных пород и уровень травматизма. Регламентация микроклимата шахты направлена, в первую очередь, на охрану здоровья шахтёров. В Украине для шахт принята предельно допустимая температура 26 °С при скорости воздуха около 2 м/с и влажности до 90%. Ввиду большой глубины шахт затраты на кондиционирование воздуха весьма значительны. Наиболее перспективно обеспечение необходимого уровня параметров микроклимата шахты с использованием природных и вторичных ресурсов тепла и холода, энергосберегающих технологий.

Постановка и решение задачи

Технология жидкого льда (суспензии воды и мелких ледяных кристаллов) представляет интерес для систем кондиционирования шахтного воздуха. За счёт теплоты фазового перехода хладоресурс жидкого льда в 4...6 раз выше по сравнению с охлажденной водой или рассолом [1 – 5], используемыми в традиционных системах кондиционирования

шахт. Это позволяет повысить эффективность системы кондиционирования и снизить стоимость оборудования, о чем свидетельствует проведенный авторами сравнительный анализ системы кондиционирования воздуха на примере шахты "Самсоновская-Западная" ГП "Краснодонуголь".

В состав системы кондиционирования шахтного воздуха (рис. 1) входят расположенная на поверхности станция холодильных машин (СХМ), теплообменный аппарат высокого давления (ТВД) и сеть воздухоохладителей (СОВ), расположенные на глубине 956 м.

Станция холодильных машин, охлаждающая первичный холодоноситель с 11,8 до 0,8 °С, включает установленные последовательно две турбокомпрессорные холодильные машины 2ХТМ-23 с суммарной холодопроизводительностью 3900 кВт и холодильным коэффициентом 3,5.

В качестве первичного холодоносителя в рассматриваемой системе кондиционирования используется рассол NaCl 14,1% концентрации, циркулирующий с объемным расходом 0,09362 м³/с по контуру СХМ-ТВД-СХМ и охлаждающий в ТВД вторичный холодоноситель – воду с 20,6 до 5 °С. Вторичный холодоноситель циркулируя по контуру ТВД-СОВ-ТВД охлаждает проходящий через воздухоохладители шахтный воздух до 18 °С.

Трубопровод первичного холодоносителя состоит из теплоизолированной прямой и обратной ветви подачи диаметром 0,325 м и длиной 1350 м каждая, проходящих в стволе шахты. По стволу шахты движется воздух со средней скоростью 4,6 м/с и средней температурой 22,4 °С. При течении первичного теплоносителя по трубопроводу плотность теплово-

го потока за счет внешних теплопритоков составляет 55 Вт/м² для прямой ветви и 27,5 Вт/м² – для обратной. Хладоресурс первичного холодоносителя расходуется на охлаждение вторичного холодоносителя в ТВД (3787 кВт), компенсацию теплопритоков и мощности на прокачку теплоносителя (порядка 100 кВт).

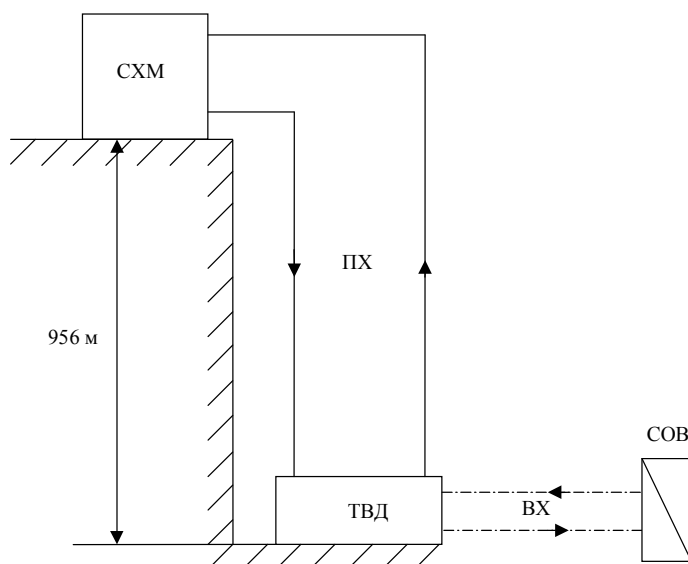


Рис. 1. Блок-схема системы кондиционирования шахтного воздуха шахты "Самсоновская-Западная" ГП "Краснодунуголь":

СХМ – станция холодильных машин;
ТВД – теплообменный аппарат высокого давления;
СОВ – сеть воздухоохладителей;
ПХ – первичный холодоноситель;
ВХ – вторичный холодоноситель

Анализ системы кондиционирования воздуха на примере шахты "Самсоновская-Западная" ГП "Краснодунуголь" показал, что использование жидкого льда в качестве первичного холодоносителя позволяет повысить эффективность системы кондиционирования и снизить стоимость оборудования. Так при прокачке жидкого льда с 40% (по массе) концентрацией кристаллов льда (полученного из рассола 3,5% NaCl) по существующему трубопроводу расход холодоносителя снижается почти в 5 раз, а затраты на прокачку в 60 раз. Кроме этого использования жидкого льда в системе кондиционирования шахтного воздуха позволяет уменьшить поверхность теплообменника высокого давления в 1,3 раза,

а диаметр трубопровода первичного холодоносителя в 1,8 раза. Даже при уменьшении диаметра трубопровода в 1,8 раза затраты на прокачку остаются в 4,5 раза меньше.

Установки и технологии для производства жидкого льда можно разделить на скребковые (с механическим съёмом образующегося на охлаждаемой поверхности льда) и объёмной кристаллизации, когда лёд зарождается и растёт в объёме переохлаждённого водного раствора солей, этилен- или пропилен гликоля.

Опытно-промышленная установка для охлаждения шахтного воздуха, как и демонстрационная установка для получения водяной шуги, соз-

данная в ОАО «Мотор Сич» совместно со специалистами ХАИ, реализует технологию производства жидкого льда при испарительном охлаждении жидкости [6]. Преимуществами таких установок являются высокий коэффициент теплопередачи из-за прямого контакта охлаждаемой и охлаждающей сред и реализации теплообмена при парообразовании в жидкости, возможность регулирования размеров кристаллов льда в сме-

си, использование экологически чистого хладагента – воды. Учитывая полученные при эксплуатации демонстрационной установки результаты, выбрана схема с вакуумированием парового пространства ёмкости с перемешиваемым рассолом. По такой схеме работает и установка «ECOSHILL» фирмы INTEGRAL (Германия) [1]. Функциональная схема опытно-промышленной установки представлена на рис.2.

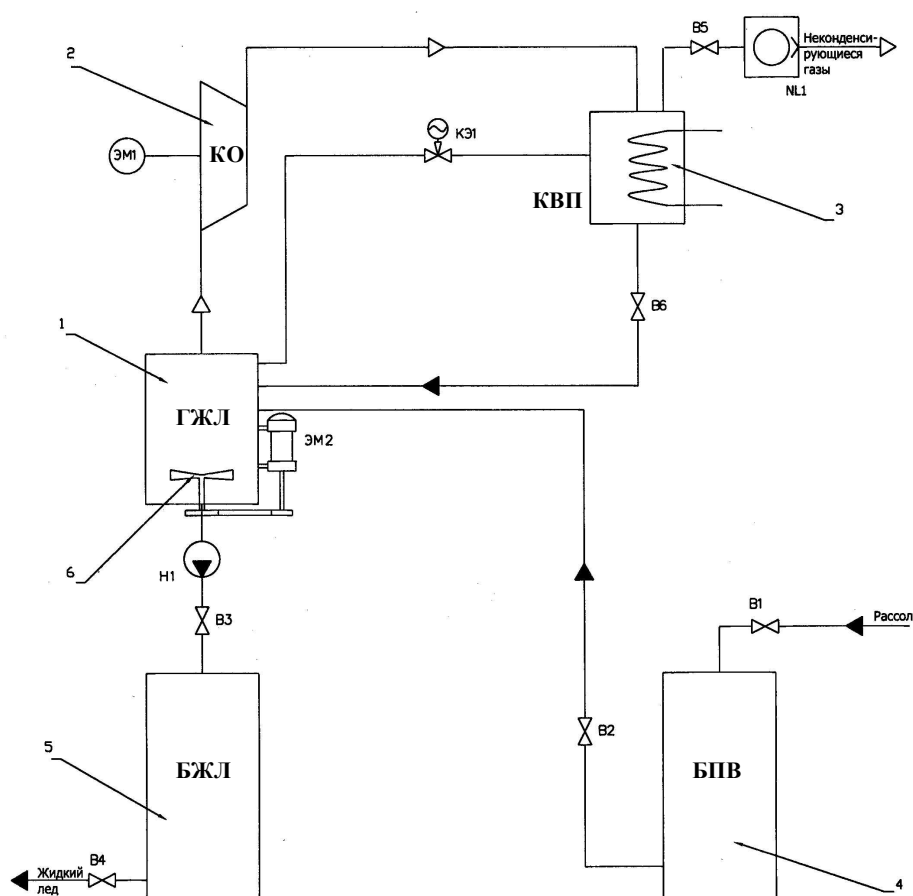


Рис. 2. Функциональная схема опытно-промышленной установки для производства водяной шуги
1 – генератор жидкого льда; 2 – компрессор; 3 – конденсатор; 4 – блок подготовки воды;
5 – бак-накопитель жидкого льда; 6 – механическая мешалка

Установка состоит из генератора жидкого льда 1, компрессора 2, конденсатора 3, блока подготовки воды 4, бака-накопителя жидкого льда 5. Генератор 1 представляет собой теплоизолированную емкость, оснащенную механической мешалкой 6, приводимой во вращение электродвигателем ЭМ2. В качестве привода компрессора 2 используется электродви-

гатель ЭМ1. Для предотвращения неустойчивой работы компрессора (помпаж), в установке предусмотрена перепускная магистраль с электроуправляемым клапаном КЭ1. Вакуумный насос NL1 обеспечивает предварительное вакуумирование установки перед запуском компрессора 2, а на стационарном режиме удаляет неконденсирующиеся газы.

Принцип действия опытно промышленной установки основан на образовании кристаллов льда в объеме жидкости, водного раствора с доэвтектической концентрацией растворяемого вещества. Охлаждение жидкости в генераторе жидкого льда 1 происходит за счет частичного испарения при вакуумировании. Образующийся водяной пар сжимается в компрессоре 2 и подается в конденсатор 3, где от него отводится теплота при температурах близких к окружающей среде. Далее конденсат возвращается в испаритель (генератор жидкого льда). Тем самым замыкается обычный парокомпрессионный холодильный цикл, где в качестве хладагента используется вода. При выходе установки на стационарный режим по получению жидкого льда из блока подготовки воды 4 происходит подпитка генератора 1 свежей порцией рассола и отбор жидкого льда в бак-накопитель 5.

Для подпитки генератора 1 свежей порцией рассола, установка оснащена блоком подготовки воды 4. Рассол из него поступает в генератор по магистрали с вентилем В2 за счет разности давлений в генераторе и блоке подготовки воды. Для накопления жидкого льда используется бак-накопитель жидкого льда 5, в который насосом Н1 по магистрали с вентилем В3 из генератора 1 подается шуга с заданной концентрацией кристаллов. Для дальнейшего использования жидкого льда потребителем предусмотрена магистраль с вентилем В4. Пройдя через потребитель холода, шуга переходит в жидкое состояние и по магистрали с вентилем В1 подается в блок подготовки воды 4 или непосредственно в генератор ЖЛ.

Параметрами энергетической эффективности установки выступают холодопроизводительность Q_0 и холодильный коэффициент ε . Холодопроизводительность установки в значительной степени определяется объемной производительностью компрессора. От этого агрегата в значительной степени зависит и энергетическая эффективность установки.

При использовании жидкого льда в качестве первичного холодоносителя в системе кондициони-

рования шахты "Самсоновская-Западная" ГП "Краснодунголь" для обеспечения требуемой холодопроизводительности установки объемная производительность компрессора должна составлять

$$\dot{V}^{(v)} = \frac{Q_0}{\rho^{(v)} \psi_{lv}}, \quad (1)$$

где $\dot{V}^{(v)}$ – объемная производительность компрессора, м³/с; $\rho^{(v)}$ – плотность водяного пара на входе в компрессор, кг/м³.

Холодильный коэффициент установки выражается в виде отношения холодопроизводительности к потребляемой при вакуумировании мощности N :

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N}, \quad (2)$$

где N – действительная мощность компрессора, Вт.

С учетом адиабатного сжатия откачиваемого из генератора жидкого льда водяного пара действительная мощность компрессора определится из соотношения

$$N = \frac{c_p^{(v)} T^{(v)} (\pi_k^k - 1)}{\eta_k} \dot{V}^{(v)} \rho^{(v)}, \quad (3)$$

где $c_p^{(v)}$ – удельная теплоемкость водяного пара при постоянном давлении, Дж/(кг·К); $T^{(v)}$ – температура водяного пара на входе в компрессор, К; π_k – степень повышения давления в компрессоре; k – показатель адиабаты водяного пара; η_k – коэффициент полезного действия компрессора.

КПД компрессора оказывает влияние на холодильный коэффициент установки, поэтому вопрос проектирования компрессоров для данной технологии производства жидкого льда является одним из основных.

В табл. 1 приведены параметры установки для производства жидкого льда при различном КПД компрессора. Отметим, что указанная в таблице объемная производительность может обеспечиваться параллельно включенными осевыми компрессорами. При базовом компрессоре двигателя АИ-20 таких компрессоров должно быть не менее двадцати.

Таблица 1

Параметры установки для производства жидкого льда

КПД компрессора	0,4	0,45	0,5	0,6
Объемная производительность компрессора, м ³ /с	411,7	411,7	411,7	411,7
Степень повышения давления	6,9	6,9	6,9	6,9
Концентрация ЖЛ, % (по массе)	40	40	40	40
Концентрация NaCl в ЖЛ, % (по массе)	3,5	3,5	3,5	3,5
Температура в генераторе ЖЛ, °С	- 4,35	- 4,35	- 4,35	- 4,35
Давление в генераторе ЖЛ, Па	470	470	470	470
Холодопроизводительность установки, кВт	3901,2	3901,2	3901,2	3901,2
Холодильный коэффициент	3,25	3,66	4,06	4,88

При КПД осевого компрессора 0,45 и выше (табл. 1) холодильный коэффициент установки по производству жидкого льда превышает таковой для типовых агрегатов систем кондиционирования шахтного воздуха. Например, для холодильной машины 2ХТМ-23 шахты "Самсоновская-Западная" ГП "Краснодонуголь" холодильный коэффициент составляет 3,5.

При использовании вакуумных бустерных насосов холодильный коэффициент установки ЖЛ снижается до значения 3,25. Это соответствует использованию осевого компрессора с КПД равным 0,4. Но даже при таком значении КПД компрессора система кондиционирования шахтного воздуха с использованием жидкого льда является более эффективной по сравнению с традиционной, так как снижаются затраты на прокачку, металлоемкость и стоимость конструкции системы вследствие уменьшения диаметров трубопроводов и поверхности теплообменника высокого давления.

Литература

1. FLO-ICE - Совместное предприятие между INTEGRAL Energietechnik GmbH, Flensburg / Germany и Solmecs FLO-ICE Systems Ltd., Лондон / Великобритания и Торонто / Канада [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: <http://www.energ-ice.com>.

2. Сайт «Sunwell Technologies Inc.» [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: <http://www.sunwell.com>.

3. Pearson A.B., Blackhurst D.R. Chilling and freezing food with ice slurries // International institute of refrigeration. – Commission C2. – Bristol, UK. – 2001. – P. 29-33.

4. Wang M.J., Lopez G., Goldstein V. Ice slurry for shrimp farming and processing // Proc. of the Fifth Workshop on Ice Slurries of the International Institute of Refrigeration. – Stockholm, Sweden. – 2002. – P. 161-168.

5. Laude-Bousquet A., Fournaison L. Technology use of ice slurries // Proc. of the Fifth Workshop on Ice Slurries of the International Institute of Refrigeration. – Stockholm, Sweden. – 2002. – P. 169-174.

6. Эффективность установок для производства жидкого льда при вакуумировании / И.И. Петухов, Т.П. Михайленко, П.Д. Жеманюк, А.И. Таран, П.А. Бахши // Тр. 13-й Межд. конф. по компрессоростроению "Компрессорная техника и пневматика в XXI веке". – Сумы: СумГУ, 2004. – Т. 3. – С. 47-52.

Поступила в редакцию 16.05.2007

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. А.В. Бастеев, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков.

УДК 621.577

Р.Н. РАДЧЕНКО¹, В.В. ГОРИН²¹Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина²Национальный технический университет Украины "КПИ", Украина

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ КОНДЕНСАЦИИ НРТ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ ЭЖЕКТОРНЫХ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА В СУДОВЫХ ДВС

Рассмотрены установки кондиционирования эжекторного типа, использующие теплоту уходящих газов для охлаждения циклового воздуха дизелей. Показано, что повышение эффективности двигателей за счет применения теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха в значительной степени зависит от температуры конденсации низкокипящего рабочего тела в этих установках.

утилизация теплоты, уходящие газы, низкокипящее рабочее тело, кондиционирование воздуха, конденсация

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Известно, что эффективность ДВС существенно зависит от температуры наружного воздуха на входе [1]. Понизить его температуру и за счет этого повысить КПД двигателей можно с помощью теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха (ТУКВ), в частности эжекторного типа, утилизирующих теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха [2]. Эффективность ТУКВ во многом зависит от работы их испарителей-воздухоохладителей (И-ВО), в которых испарение низкокипящего рабочего тела (НРТ) происходит с отводом теплоты от наружного воздуха на входе ДВС. Чем выше плотность теплового потока в И-ВО, тем меньше температурные напоры в них между охлаждаемым воздухом и кипящим НРТ, что позволяет охладить воздух на входе ДВС до более низкой температуры и за счет этого повысить эффективность двигателей (КПД и мощность). В свою очередь, плотность теплового потока q зависит от массовой скорости w НРТ, кипящего в И-ВО. Массовую скорость w , которая обеспечивает максимальную плотность теплового потока, принято считать оптимальной (w)_{опт}.

Расчету оптимальных массовых скоростей w

хладагента в И-ВО пароконденсаторных холодильных машин (ПКХМ) посвящены многие публикации, в частности [3]. Однако в теплоиспользующих эжекторных холодильных машинах, где функцию компрессора выполняет эжектор, который в состоянии обеспечить сравнительно небольшие разности давления (соответственно и разности температур) конденсации и кипения, влияние температуры конденсации и кипения сказывается на эффективности работы И-ВО и в целом ТУКВ гораздо сильнее, чем в ПКХМ.

Целью выполненного исследования является определение влияния температуры конденсации НРТ на эффективность применения ТУКВ для охлаждения циклового воздуха ДВС и разработка рекомендаций по рациональному проектированию И-ВО и в целом ТУКВ с учетом этого влияния.

2. Анализ влияния температуры конденсации НРТ на эффективность применения ТУКВ в ДВС

Эффективность применения ТУКВ в ДВС оценивалась по приращению КПД двигателей. При этом расчеты показателей работы ТУКВ (теплового коэффициента, удельной холодопроизводительности) и приращения КПД ДВС выполнялись с учетом их за-

висимости от массовой скорости НРТ в И-ВО.

Схема эжекторной ТУКВ, использующей теплоту уходящих газов ДВС для охлаждения наружного воздуха на входе двигателя, представлена на рис. 1. Отвод теплоты от уходящих газов осуществляется в генераторе парообразного НРТ высокого давления, а охлаждение наружного воздуха за счет произведенного в ТУКВ холода – в испарителе-воздухоохладителе на входе ДВС. При этом энергия паров НРТ высокого давления, поступающих в рабочее сопло эжектора и ускоряющихся в нем в процессе расширения до низкого давления, используется для поджатия паров НРТ низкого давления, отсасываемых из И-ВО, до давления в конденсаторе.

Энергетическая эффективность эжекторных ТУКВ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_{\Gamma}$, представляющим собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от циклового воздуха ДВС) к количеству теплоты Q_{Γ} , подведенной в генераторе к кипящему НРТ от уходящих газов. В свою очередь, тепловой коэффициент ζ зависит от коэффициента эжекции U – отношения расходов пара НРТ низкого давления,

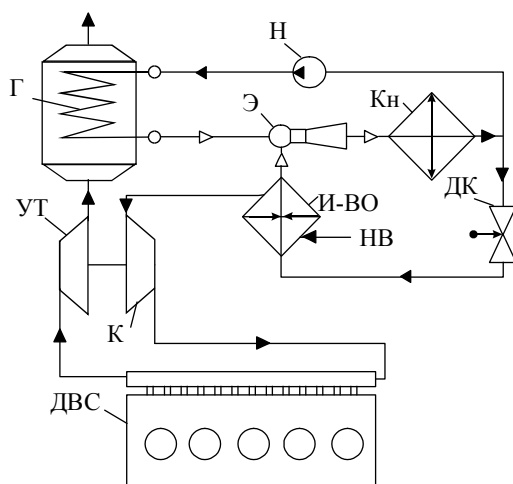


Рис. 1. Схема эжекторной ТУКВ, использующей теплоту уходящих газов для охлаждения наружного воздуха на входе ДВС:

Г – генератор паров хладагента; Э – эжектор;
Кн – конденсатор хладагента; Н – насос хладагента;
ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух; И-ВО – испаритель хладагента-воздухоохладитель; К – компрессор;
УТ – утилизирующая турбина

эжектируемого из испарителя-воздухоохладителя, и силового пара НРТ высокого давления, поступающего в рабочее сопло эжектора от генератора:

$$\zeta = U \cdot q_{0x} / q_{\Gamma},$$

где q_{0x} и q_{Γ} – соответственно холодопроизводительность и тепловая нагрузка на генератор, приходящиеся на единичный расход НРТ.

На рис. 2 представлены зависимости коэффициента эжекции U и теплового коэффициента ζ эжекторной ТУКВ от температуры t_k конденсации НРТ при его температурах кипения в И-ВО $t_0 = 5$ и 10 °C и в генераторе $t_{\Gamma} = 100$ °C.

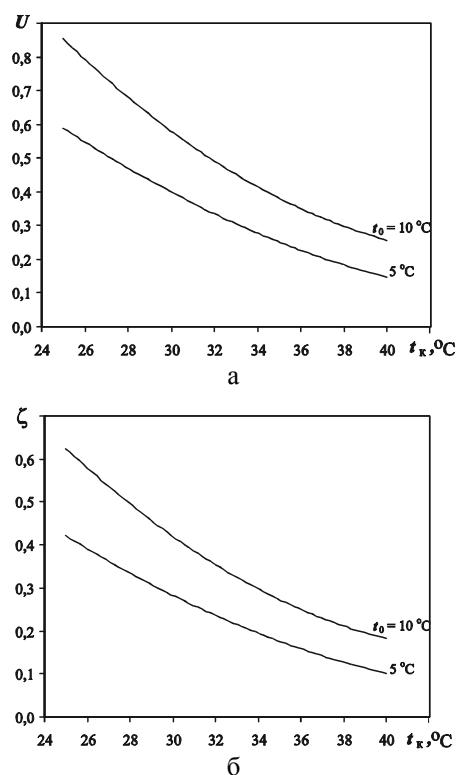


Рис. 2. Коэффициенты эжекции U (а) и тепловые коэффициенты ζ (б) эжекторной ТУКВ в зависимости от температуры t_k конденсации НРТ при его температурах кипения в И-ВО $t_0 = 5$ и 10 °C и в генераторе $t_{\Gamma} = 100$ °C

Как видно, коэффициенты эжекции U и тепловой коэффициент ζ с повышением t_k существенно снижаются, причем при большей температуре кипения t_0 это снижение происходит более резко.

На рис. 3 приведены зависимости теплового коэффициента ТУКВ ζ от массовой скорости НРТ в И-ВО при температурах кипения в И-ВО $t_0 = 0$ °C,

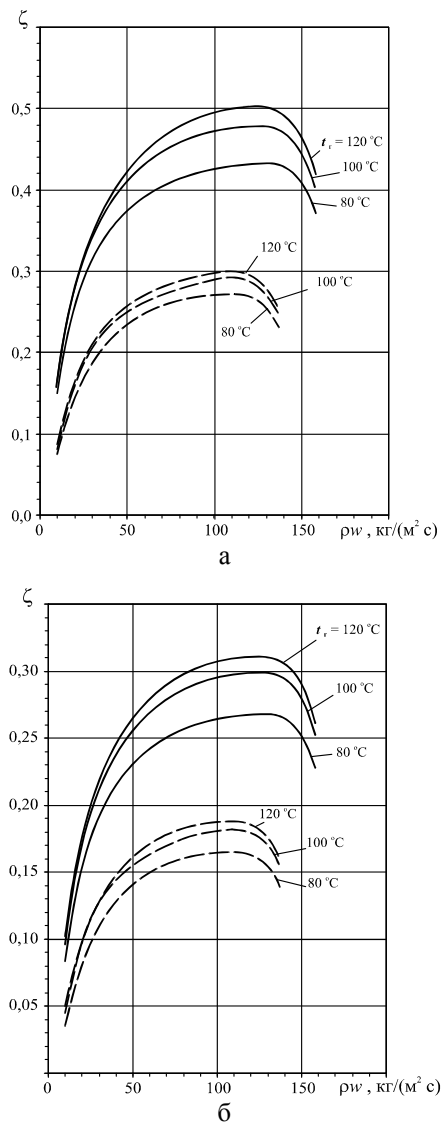


Рис. 3. Тепловые коэффициенты ζ эжекторной ТУКВ в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142B в И-ВО при разных температурах кипения в И-ВО t_0 , генераторе t_r и конденсации t_k :
а – $t_k = 35^\circ\text{C}$; б – $t_k = 45^\circ\text{C}$; — — $t_0 = 10^\circ\text{C}$;
- - - $t_0 = 0^\circ\text{C}$

генераторе $t_r = 80; 100$ и 120°C и конденсации $t_k = 35$ и 45°C . В качестве НРТ применен озонобезопасный хладон R142B.

Как видно из рис. 3, зависимости теплового коэффициента ТУКВ от массовой скорости НРТ в И-ВО $\zeta = f(\rho w)$ имеют явно выраженные экстремумы, характер и положение которых относительно ρw с повышением температуры конденсации t_k практически не меняются, но сами значения максимумов $\zeta_{\max}$ значительно уменьшаются.

На рис. 4 представлены зависимости удельной холодопроизводительности q_0 (приходящейся на единичный расход воздуха), или удельной теплоты, отведенной в И-ВО от циклового воздуха ДВС, в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142B в И-ВО при температурах кипения в И-ВО $t_0 = 0^\circ\text{C}$, генераторе $t_r = 80; 100$ и 120°C и конденсации $t_k = 35$ и 45°C . При этом температура уходящих газов на входе генератора парообразного НРТ принималась равной $t_{r1} = 250^\circ\text{C}$, на выходе испаритель-

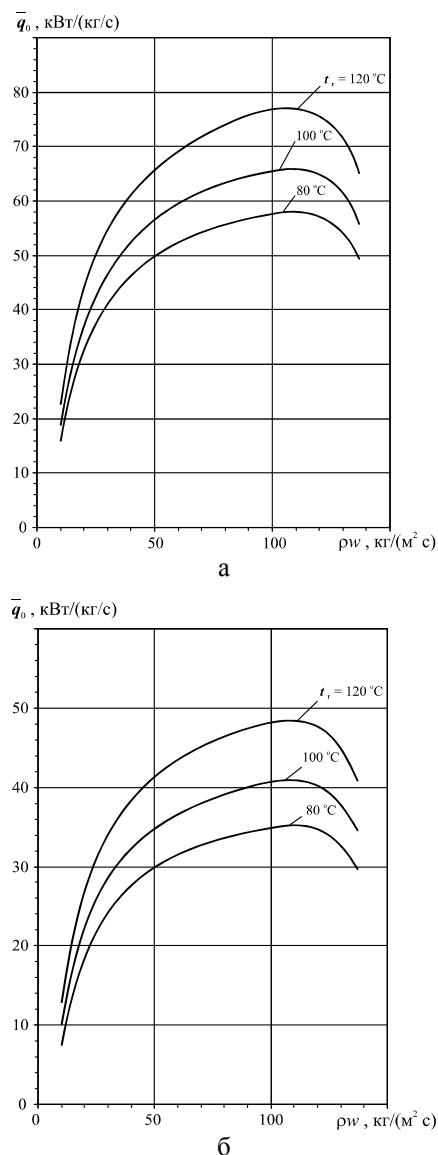


Рис. 4. Удельная холодопроизводительность q_0 эжекторной ТУКВ в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142B в И-ВО при температурах кипения в И-ВО $t_0 = 0^\circ\text{C}$; генераторе t_r и конденсации t_k :
а – $t_k = 35^\circ\text{C}$; б – $t_k = 45^\circ\text{C}$

ной секции генератора $t_{г2} = t_g + 20$ °С. Температура на выходе из экономайзерной секции генератора устанавливалась в соответствии с соотношением удельных тепловых нагрузок на испарительную секцию (удельной теплотой фазового перехода НРТ) и экономайзерную секцию (удельной теплотой, необходимой для нагрева жидкого НРТ от температуры конденсации t_k до температуры кипения в испарительной секции генератора t_g), определяемым термодинамическим холодильным циклом эжекторной ТУКВ. Температура воздуха на входе в И-ВО принималась $t_{в1} = 45$ °С, т.е. равной температуре воздуха в машинном отделении, а на выходе из И-ВО – на 10 °С выше температуры кипения t_0 . В случае, когда холодопроизводительность ТУКВ превышала ее величину, требуемую для снижения температуры наружного воздуха на входе от $t_{в1}$ до $t_{в2}$, избыток холодопроизводительности использовался для глубокого промежуточного охлаждения наддувочного воздуха.

Как видно из рис. 4, зависимости $q_0 = f(\rho w)$ подобно зависимостям $\zeta = f(\rho w)$ имеют явно выраженные экстремумы, характер и положение которых относительно ρw с повышением t_k практически не меняются, но сами значения максимумов $q_{0\max}$ значительно уменьшаются. Последнее говорит о существенном влиянии параметров работы конденсаторов (прежде всего интенсивности процессов конденсации, обуславливающей величины температурных напоров в конденсаторе) на эффективность применения ТУКВ в ДВС, т.е. о необходимости рационального проектирования конденсаторов.

Уменьшение температуры циклового воздуха ДВС Δt_b , соответствующее q_0 , в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142B в И-ВО приведено на рис. 5.

Как видно, с уменьшением температуры конденсации от $t_k = 45$ °С до $t_k = 35$ °С снижение температуры Δt_b увеличивается примерно в полтора раза. При пониженной температуре конденсации $t_k = 35$ °С (рис. 5,а) благодаря располагаемой избыточной

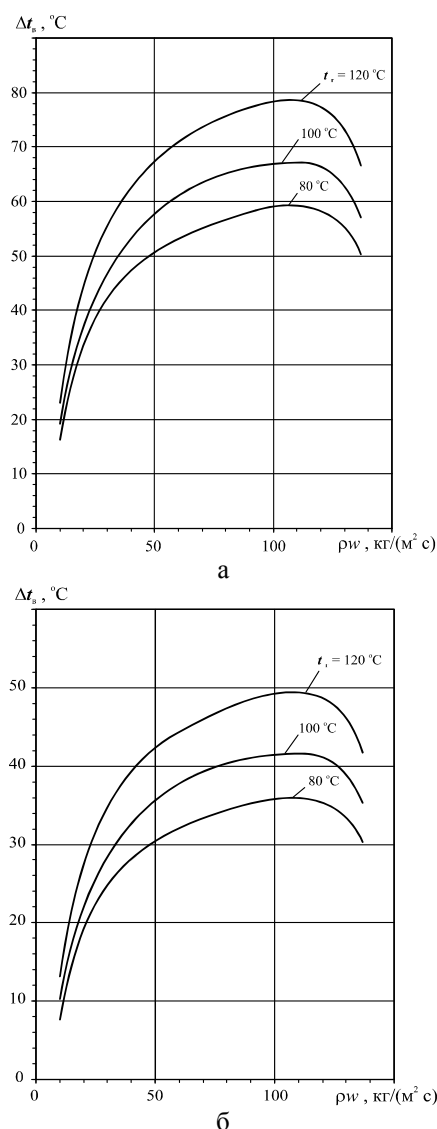


Рис. 5. Уменьшение температуры циклового воздуха ДВС Δt_b в И-ВО ТУКВ в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142B в И-ВО при температурах кипения в И-ВО $t_0 = 0$ °С; генераторе t_g и конденсации t_k : а – $t_k = 35$ °С; б – $t_k = 45$ °С

холодопроизводительности ТУКВ воздух может быть охлажден на величину $\Delta t_b = 60 \dots 80$ °С, т.е. гораздо большую, чем требуется для охлаждения наружного воздуха ($\Delta t_b = 20 \dots 40$ °С).

Избыток холодопроизводительности ТУКВ целесообразно использовать для глубокого промежуточного охлаждения наддувочного воздуха ДВС. Если принимать, что каждые десять градусов уменьшения температуры воздуха обеспечивают повышение КПД ДВС на 0,5 % [1], то суммарное

приращение КПД за счет охлаждения наружного и наддувочного воздуха может быть довольно заметным: $\Delta\eta = 1,5 \dots 2,5$ % при $t_k = 45$ °C и $3 \dots 4$ % при $t_k = 35$ °C (рис. 6).

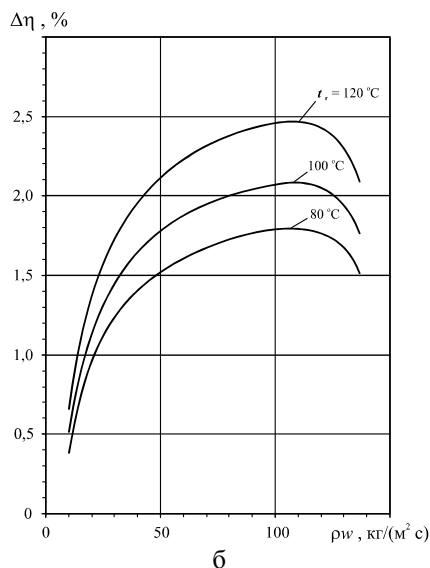
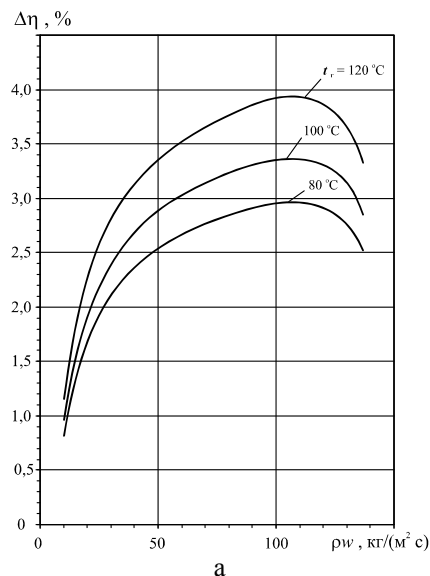


Рис. 6. Приращение КПД ДВС $\Delta\eta$ в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142B в И-ВО при температурах кипения в И-ВО $t_0 = 0$ °C; генераторе t_r и конденсации t_k : а – $t_k = 35$ °C; б – $t_k = 45$ °C

Такое значительное приращение КПД ДВС возможно, во-первых, при использовании в ТУКВ теплоты уходящих газов с температурой на входе в генератор более 250 °C и наддувочного воздуха, а во-вторых, при высокой тепловой эффективности И-ВО и конденсатора, обеспечивающей минималь-

ные температурные напоры между охлаждаемым в И-ВО воздухом (охлаждающей конденсатор средой), с одной стороны, и испаряющимся (конденсирующимся) НРТ, с другой, т.е. при минимальных энергетических потерях в холодильном цикле. Это предъявляет высокие требования к проектированию теплообменников и, прежде всего, необходимости определения оптимальных массовых скоростей НРТ в них.

Выводы

1. С уменьшением температуры конденсации на 10 °C приращение КПД ДВС за счет охлаждения циклового воздуха в ТУКВ увеличивается примерно в полтора раза.
2. При пониженной температуре конденсации благодаря избыточной холодопроизводительности воздух может быть охлажден в испарителе ТУКВ на величину гораздо большую, чем требуется для охлаждения наружного воздуха на входе ДВС.
3. Избыток холодопроизводительности ТУКВ целесообразно использовать для глубокого промежуточного охлаждения воздуха ДВС.

Литература

1. Абоleshкин С.Е., Балыхин Ю.В. Экспериментальная проверка стабильности интегрального показателя технического состояния главного судового двигателя // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 2004. – Вып. 11. – С. 132-139.
2. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
3. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / Под ред. А.А. Гоголина. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 210 с.

Поступила в редакцию 5.06.2007

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

ВЛИЯНИЕ РАЗМЕРНОСТИ И СТЕПЕНИ РАСШИРЕНИЯ СОПЛА ЖРД НА ПОЛНОТУ ВЫДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ ВПРЫСКИВАЕМОЙ УПРАВЛЯЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ

Исследовано влияние диаметра критического сечения и степени расширения газового потока в сопле камеры жидкостного ракетного двигателя (ЖРД) на рабочие процессы и экономичность создания боковых и дополнительных осевых сил при инжекции основных компонентов топлива в сверхзвуковую часть сопла с целью регулирования вектора тяги и повышения экономичности двигателя.

жидкостный ракетный двигатель верхней ступени ракеты, сверхзвуковое сопло, регулирование вектора тяги впрыском жидкости, полнота сгорания, удельный импульс боковых сил

Введение

Одним из направлений совершенствования жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) является создание систем управления вектором тяги основанных на несимметричной инжекции в сверхзвуковую часть сопла жидких компонентов топлива или продуктов их сгорания. Системы управления вектором тяги ракетных двигателей путем инжекции в сверхзвуковую часть сопла продуктов сгорания ракетных топлив успешно применены на ряде жидкостных и твердотопливных двигателях, обеспечив невзрывоопасные до настоящего времени высокие энергомассовые, динамические, габаритные и эксплуатационные характеристики ступеней ракет [1, 2, 3]. Вместе с тем, для определенного класса ЖРД наибольший интерес представляют мало исследованные системы регулирования вектора тяги, основанные на впрыске в сверхзвуковую часть сопла жидких компонентов топлива, отбираемых из высоконапорных топливных магистралей двигателя. Актуальность решения этих задач возрастает при совершенствовании ЖРД без дожигания выхлопного газа турбины турбонасосного агрегата двигателя [2, 3].

Формулирование проблемы. Во всей совокупности процессы термогазодинамического регулирования вектора тяги ракетного двигателя с целью

управления полетом ракеты рассмотрены в книге [3]. Согласно имеющимся экспериментальным и расчетным данным генерируемые впрыском жидкости в сверхзвуковую часть сопла боковые силы зависят от многих факторов, а именно: от физических свойств и термодинамических параметров впрыскиваемой жидкости и набегающего сверхзвукового потока, от угла и скорости впрыскиваемой жидкости, от конструкции впрыскивающих устройств, от угла конусности сопла и протяженности области взаимодействия потоков. Влияние двух последних параметров остается практически неисследованным, они зависят от диаметра критического сечения, степени расширения и переменного угла конусности сопла камеры двигателя. Исследование влияния этих параметров на экономичность системы регулирования вектора тяги чрезвычайно важно применительно к ЖРД средних и больших тяг с большой высотностью (степенью расширения) сопла.

Цель исследований. Исследование влияния диаметра критического сечения и степени расширения газового потока в сопле камеры ракетного двигателя на полноту выделения энергии впрыскиваемой в сверхзвуковой поток жидкости и экономичность создания управляющих вектором тяги боковых сил и дополнительных осевых сил.

Результаты исследований

Для достижения поставленной цели выполнен анализ особенностей процессов взаимодействия сверхзвукового потока и инжектируемой жидкости в сопле ЖРД. При впрыске жидкости в сверхзвуковой поток сопла ракетного двигателя происходит трехмерное взаимодействие потоков над поверхностью сложной формы ограниченных размеров, обладающей внутренней кривизной поперечных сечений и переменной кривизной в направлении течения газа. В сопле ракетного двигателя обтекаемая возмущенным сверхзвуковым потоком поверхность имеет большую кривизну в поперечном и продольном сечениях и наклонена к оси сопла. С инжектируемой жидкостью взаимодействует часть потока, ограниченная скачками уплотнения, возникающими над областью взаимодействующих потоков. Равнодействующая сил возмущенного давления направлена под некоторым углом к оси сопла и к обтекаемой поверхности, ее представляют в виде двух составляющих – боковой $P_{y\text{ен}}$ и осевой $P_{x\text{ен}}$.

Для целей настоящей работы использованы зависимости для боковых и осевых сил, полученные в [3], модифицированные для дальнейших исследований:

$$P_{y\text{ен}} = \varphi_p \frac{Ma_\infty \Delta C}{\sqrt{Ma_\infty^2 - 1}} a_\infty \frac{S_{\theta 3}^{xoz}}{S_{mt}} \cos \theta_{c\text{ен}}; \quad (1)$$

$$P_{x\text{ен}} = \varphi_p \frac{Ma_\infty \Delta C}{\sqrt{Ma_\infty^2 - 1}} a_\infty \frac{S_{\theta 3}^{yoz}}{S_{mt}} \sin \theta_{c\text{ен}}; \quad (2)$$

$$\Delta C = \varphi_{mt} \left[\frac{\chi_\infty + 1}{Aa_\infty^2} (\Delta \dot{q} + i_{om} \Delta \dot{m}) + \Delta \dot{m} \right]. \quad (3)$$

В уравнениях (1), (2), (3) введены обозначения: Ma_∞ , χ_∞ , a_∞ – число Маха, показатель политропы и скорость звука в набегающем потоке; ΔC – функция массотеплоподвода к набегающему потоку; $S_{\theta 3}^{xoz}$, $S_{\theta 3}^{yoz}$, S_{mt} – площади поверхности возмущенной зоны в проекции на плоскости XOZ и YOZ и зоны массотеплоподвода; $\theta_{c\text{ен}}$ – угол конусности сопла в месте впрыска; $\Delta \dot{m}$ и $\Delta \dot{q}$ – количество массы и

тепла соответственно, подводимые к потоку в единицу времени; i_{om} – полное теплосодержание единицы массы, подводимой к набегающему потоку; A – механический эквивалент тепла, φ_p – коэффициент, учитывающий погрешность расчетной модели; $\varphi_{mt} = \varphi_{исп} \varphi_{сг}$ – коэффициент, учитывающий полноту испарения $\varphi_{ис}$ и сгорания $\varphi_{сг}$ впрыскиваемого топлива.

Для определения соотношения проекций площадей характерных возмущенных зон можно воспользоваться приближенными уравнениями, в частности:

$$S_{\theta 3}^{xoz} = S_{omp}^{xoz} + S_{ad}^{xoz} + S_{mt}; \quad S_{mt} \approx 0,5 \beta_{mt} D_c l_{en}, \quad (4)$$

где S_{omp}^{xoz} – площадь проекции передней отрывной зоны на плоскость XOZ, S_{ad}^{xoz} – площадь возмущенной адиабатической зоны за форсунками впрыска; β_{mt} – угол сектора зоны массотеплоподвода.

Из уравнений (1) – (3) видно, что на боковые и осевые силы, возникающие в сверхзвуковой части сопла, оказывают влияние следующие параметры, зависящие от размера и высотности сопла:

– φ_{mt} – коэффициент полноты испарения и сгорания впрыскиваемого в сопло топлива, зависящий от длины поверхности сопла, над которой протекают упомянутые процессы;

– $S_{\theta 3} / S_{mt}$ и $\theta_{c\text{ен}}$ – отношение площадей характерных зон и угол конусности сопла в месте впрыска, зависящие от высотности сопла, геометрического контура внутренней поверхности, расположения форсунок впрыска по длине сопла, угла сектора впрыска и кривизны сопла.

Известно, в частности [4], что полнота сгорания топлив зависит от времени пребывания топлива в камере сгорания, вида топлива и качества смесеобразования $\tau_{сг} = (0,0015 \div 0,005)$ с, при этом, если часть топлива сгорает до поступления в камеру сгорания, то $\tau_{сг}$ в (1,3 – 1,8) раза меньше, чем для процессов сгорания обоих жидких компонентов топлива. В высокотемпературном сверхзвуковом потоке сопла ракетного двигателя процессы можно считать аналогичными. При впрыске отбираемого за охлаж-

дающим трактом камеры «перегретого» компонента топлива скорость выделения энергии взаимодействующих потоков увеличивается при этом если время разрушения жидкости под действием аэродинамических сил $\tau_{aэ}$ больше времени разрушения от сил паробразования $\tau_{пар}$, то влияние перегрева будет определяющим на механизм разрушения струи и скорость выделения энергии. Время $\tau_{пар}$ зависит от времени образования зародышей пузырей $\tau_{з пар}$ и времени роста пузырей $\tau_{р пар}$ при этом [5]:

$$\tau_{з пар} = (10^{-4} - 10^{-5}) \text{ с}; \quad \tau_{р пар} \approx \Gamma_{пар}^2 / 4 \beta_{пар}^2 \alpha_m, \quad (5)$$

где $\beta_{пар}$ – безразмерная константа, зависящая от степени перегрева жидкости, удельной теплоемкости и других параметров; $\Gamma_{пар}$ – радиус парового пузыря; α_m – коэффициент теплопередачи.

Для оценки длины сопла, необходимой для завершения процессов испарения и выгорания жидкости, впрыскиваемой в сверхзвуковой поток сопла, необходимо решать задачу об относительном движении и испарении капель жидкости, образовавшихся после распада впрыскиваемых струй. Эти процессы в сильной степени зависят от текущего значения концентрации ξ_k газа внутри факела распыла жидкости и от диаметра D_k образовавшихся капель жидкости.

Концентрация газа в поперечных сечениях факела распыла существенно неравномерная и уменьшается с удалением от отверстия впрыска по направлению движения набегающего потока и от плоскости симметрии факела распыла. Для качественного анализа можно принять некоторую среднюю концентрацию газа в сечении факела распыла жидкости:

$$\xi_x^{cp} = \frac{\dot{m}_\infty}{\dot{m}_\infty + \dot{m}_{жк}} = \frac{\rho_\infty W_\infty S_\phi}{\rho_\infty W_\infty S_\phi + \dot{m}_{жк}}. \quad (6)$$

где $\dot{m}_\infty$, $\dot{m}_{жк}$ – соответственно расход газа и жидкости в элементе факела распыла через единицу площади S_ϕ поперечного сечения, W_∞ , ρ_∞ – скорость и плотность набегающего потока.

Диаметры капель жидкости, образовавшихся при распаде боковых струй, зависят от механизма разрушения струи. Согласно волновой теории разрушения струи, диаметр капель пропорционален начальному диаметру струи D_{en} , при этом максимальный и средний диаметры капель примерно равны [6]:

$$D_k^{max} \approx 0,06 D_{en}; \quad D_k^{cp} \approx 0,033 D_{en}. \quad (7)$$

Аналогичные результаты получены в [7], при разрушении струи диаметром $D_{en} = (2 - 4)$ мм, диаметр капель составлял $(20 - 50)$ мк.

Средний диаметр капель по теории [6], можно оценить по зависимости

$$D_k^{cp} \approx 65 \left[v_{жк} \left(\sigma_{жк} \rho_{жк}^{-1} \right)^{0,5} / \beta \rho_\infty W_\infty^2 \right]^{2/3}, \quad (8)$$

где $v_{жк}$ – коэффициент динамической вязкости жидкости; $\rho_{жк}$, $\sigma_{жк}$ – плотность и коэффициент поверхностного натяжения жидкости.

Для определения длины $X_{на}$ зоны, за которой завершаются процессы испарения и сгорания жидкости, решается система дифференциальных уравнений, описывающих движение, прогрев и испарение (выгорание) капли во времени t .

При впрыске боковых струй начальную скорость капли вдоль поверхности сопла можно принять равной нулю. Если начало системы координат расположить в точке впрыска, то уравнение траектории капли без учета деформации струи имеет вид:

$$\frac{d^2 X}{dt^2} = -\frac{3}{4} \frac{\rho_\infty}{\rho_{жк}} C_x \frac{D_y^2}{D_9^3} \left(\frac{dX}{dt} \right)^2. \quad (9)$$

В процессе движения капля деформируется, так что $D_y = D_z > D_x$, при этом в [6] отмечается, что отношение диаметра D_y к эквивалентному круглому диаметру D_9 примерно равно $D_y / D_9 \approx 1,6$. Эквивалентный диаметр капли D_9 уменьшается с течением времени в результате испарения капли, фронтальные диаметры D_y и D_z изменяются в результате деформации капли, так что коэффициент сопротивления C_x капли существенно зависит от числа Re и координаты X .

Уравнение прогрева и испарения капли диаметром D_k и массой $m_{жк}$ отражает изменение теплосодержания капли $i_{жк}$ в единицу времени t , вызванное притоком тепла от набегающего потока газа с температурой T_∞ на границе капли через поверхность $S_k = \pi D_k^2$ а также уменьшением теплосодержания капли в связи с образованием паровой фазы, массой dm_n :

$$d(m_{жк} i_{жк}) = \alpha_m (T_\infty - T_{жк}) S_k dt - dm_n (i_{жк} - r_{жк}), \quad (10)$$

где α_m – коэффициент теплообмена капли через поверхность S_k с окружающей средой; $r_{жк}$, $T_{жк}$ – теплота испарения, средняя теплоемкость и среднemasовая температура капли соответственно.

Принимая во внимание, что $dm_n = -dm_{жк}$, а при достижении равновесной температуры жидкости имеем $di_{жк} = 0$, тогда получим

$$r_{жк} dm_{жк} = -\alpha_m (T_\infty - T_{жк}) S_k dt. \quad (11)$$

Принимая ряд упрощений модели, можно решить задачу об изменении размера и скорости капли жидкости.

Принимая форму капли сферической, систему уравнений, описывающих ускоренное движение испаряющейся капли в высокотемпературном сверхзвуковом потоке, получим в следующем виде:

$$\frac{d(W_\infty - W_k)}{(W_\infty - W_k)^2} = -\frac{2}{3} \frac{\rho_\infty}{\rho_{жк}} \frac{C_x}{D_k} dt; \quad (12)$$

$$dD_k = -2\alpha_m \frac{(T_\infty - T_k)}{\rho_{жк} r_{жк}} dt. \quad (13)$$

Приняв в качестве начальных условий $t = 0$, $W_k = 0$, $D_k = 0,06 D_{вп}$, систему уравнений можно решить численными методами, получив зависимости $W_\infty - W_k = f(t)$, $D_k = f(t)$.

При известных скорости капли и времени ее испарения определяется длина пути капли до полного ее испарения, т.е. длина зоны испарения

$$X_{исп} = W_{кх} t. \quad (14)$$

Для ориентировочного качественного анализа можно использовать уравнение для текущего радиуса капли, полученное в [8] для затопленной струи:

$$r_k = r_0 \left[1 - \frac{3}{4A\pi} \frac{(\psi C_0 - C_\infty) X}{R_0 n_0 \rho_{жк} r_0^3 \left[1 - (Y/0,22X)^{1,5} \right]} \right]^{1/3}, \quad (15)$$

где C_0 – концентрация насыщенного пара; C_∞ – концентрация пара в окружающей среде; r_k , r_0 – текущий и начальный радиусы капли; n_0 – начальная счетная концентрация капель.

Для расстояние от сечения впрыска до сечения, где все капли испаряются ($r = 0$), в [3] получена зависимость:

$$X_{исп} = \frac{4A\pi}{3} \frac{R_0 n_0 \rho_{жк} r_0^3 \left[1 - \left(\frac{Y}{0,22X} \right)^{1,5} \right]}{\psi C_0 - C_\infty} = \quad (16)$$

$$= AB \left[1 - (Y/0,22X)^{1,5} \right] R_0.$$

Коэффициент A для затопленной струи в [3] принят равным 9,24, коэффициент ψ для горячих факелов распыливания в первом приближении, согласно [7] можно принять равным 0,8 – 1,0.

Описанные выше математические модели процессов ускорения и испарения капель жидкости в набегающем потоке позволяют получить в основном качественные результаты об ускоренном движении некоторой автономной испаряющейся капли в равномерном сверхзвуковом потоке без учета существенно изменяющихся параметров набегающего потока по длине факела распыливания и испарения жидкости.

Результаты расчетных и экспериментальных исследований впрыска жидкости в сверхзвуковой поток горячего газа ($M_\infty = 2 \div 3$; $T_{0\infty} \approx 2800$ К; $p_{0\infty} = 70$ кг/см²) свидетельствуют о том, что испарение впрыскиваемой жидкости завершается значительно раньше, чем она достигает скорости газового потока.

При впрыске жидкости, химически реагирующей с набегающим сверхзвуковым потоком в сопле ЖРД, все процессы – механические (дробление струй и капель), тепловые и химические, будут протекать быстрее и заканчиваться на более коротком интервале.

Боковые и осевые силы, генерируемые впрыском компонентов топлива в сверхзвуковую часть сопла камеры ЖРД, будут увеличиваться при увеличении

геометрических размеров сопла за счет повышения полноты испарения и выгорания жидкости. При испытании впрыска основных компонентов топлива в сопло камеры ЖРД тягой $P \approx 1500$ кгс ($d_{кр} = 29,1$ мм, $d_a = 290$ мм) и камеры ЖРД тягой $P \approx 8000$ кг ($d_{кр} = 94,5$ мм, $d_a = 368$ мм) [3], при прочих равных условиях боковые силы получены примерно на 15 % выше в камере большой тяги. При увеличении степени расширения сопла до $d_a/d_{кр} \approx 10$ эквивалентность впрыска ϕ_{m1} может возрасти дополнительно на ~ 15 %.

Диаметр критического сечения и степень расширения сопла влияют на оптимальное расположение форсунок впрыска от выходного сечения профилированного сопла ЖРД (параметра $\bar{l}_{en} = l_{en}/L_c$, где L_c – длина сверхзвуковой части сопла).

Из анализа уравнений (1) – (4) следует, что скорость набегающего потока и отношение площадей $S_{ax'oz}/S_{z2}$ увеличивается с уменьшением $\bar{l}_{en}$, т.е. с приближением форсунок впрыска к срезу сопла, следовательно будут возрастать боковые силы. Оптимум для $\bar{l}_{en}$ в условиях крупногабаритных сопел будет смещаться в сторону меньших $\bar{l}_{en}$.

На основании результатов комплексного анализа можно определить конкретные значения оптимальных параметров системы впрыска в зависимости от размеров и высотности сопла, от физических свойств и величины расхода впрыскиваемой жидкости.

Выводы

Показано, что с увеличением геометрических размеров сопла создаются условия для повышения боковых сил в сопле за счет повышения полноты испарения и выгорания в нем впрыскиваемых компонентов топлива. При этом оптимальное расположение инжектирующих устройств (форсунок впрыска) смещается от средней области сопла ($\bar{l}_{en} = l_{en}/L_c \approx 0,5$) в сторону выходного сечения.

При выборе оптимальных параметров системы впрыска и оценке экономичности создания боковых

сил, управляющих вектором тяги сопла камеры ЖРД следует учитывать влияние размеров, высотности и контура сопла.

Литература

1. Достигнутый уровень и некоторые направления создания ракетных двигателей // Н.Д. Коваленко, Г.А. Стрельников, А.Е. Золотко, Г.Н. Коваленко // Техническая механика. – 2005. – № 2. – С. 38-49.
2. Коваленко Н.Д., Стрельников Г.А., Коваленко Г.Н. Новая схема жидкостного ракетного двигателя с дожиганием выхлопного газа турбины // Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн. – 2006. – № 10 (36). – С. 39-43.
3. Коваленко Н.Д. Управление сверхзвуковыми газовыми потоками в реактивных соплах. – К.: Наук. думка, 1992. – 206 с.
4. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели. – М.: Машиностроение, 1968. – 396 с.
5. Райхенбах Хорн. Исследование влияния свойств впрыскиваемой жидкости на глубину проникновения струи в сверхзвуковой поток // Ракетная техника и космонавтика. – 1971. – № 3. – С. 152-157.
6. Адельберг М. Средний размер капель, образующихся при распаде струи жидкости, впрыскиваемой в высокоскоростной поток // Ракетная техника и космонавтика. – 1968. – № 6. – С. 187-193.
7. Прудников А.Г., Волынский А.С., Сагалович В.Н. Процессы смесеобразования и горения в воздушно-реактивных двигателях. – М.: Машиностроение, 1971. – 356 с.
8. Дунский В.Ф., Яцков Ю.В. Об испарении в турбулентной свободной воздушно-капельной струе // ИФЖ. – 1971. – 20, № 3. – С. 423-426.

Поступила в редакцию 1.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук Г.А. Стрельников, Институт технической механики НАН Украины и НКА Украины, Днепропетровск.

УДК 629.7.036.7

Н.Н. КОШЕЛЕВ, А.П. КИСЛИЦЫН, В.А. ПОДГОРНЫЙ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Украина***СПЕКТРОСКОПИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИНТЕНСИВНОСТИ ЭРОЗИИ
ЭМИТТЕРА В ПЛАЗМЕ СЛАБОТОЧНОГО ПОЛОГО КАТОДА**

В статье приводится теоретическое обоснование соотношения, предлагаемого для оценок скорости эрозии элементов конструкции полого катода, и экспериментальные данные, полученные при исследовании влияния давления плазмообразующего газа на скорость эрозии эмиттера на основе скандата бария.

стационарный плазменный двигатель, безнакальный полый катод, эмиттер, эрозия**Введение**

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Достаточно интенсивные опытно-конструкторские работы и лабораторные исследования микро СПД (стационарных плазменных движителей), проведенные в последнее время [1], показали возможность создания летных моделей таких движителей. Надежность работы движителей, требуемая от летных моделей, предполагает надежность работы всех его элементов, и в том числе катода. Высокотемпературные оксидные эмиттеры электронов, рассматриваемые в качестве эффективных эмиттеров полых катодов (ПК) СПД, в вакуумных условиях имеют низкую скорость уноса эмиссионно-активной компоненты (бария) [2], но именно этот унос будет определять срок службы катода СПД. Катод СПД не является вакуумным и скорости уноса активной компоненты могут существенно отличаться от значений, полученных при вакуумных испытаниях, что требует проведения специальных исследований в условиях наиболее приближенных к рабочим.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Для контроля скорости эрозии активной компоненты эмиттера полого катода уже использовался метод оптической спектроскопии [3]. Но скорость эрозии оценивалась по наличию контролируемой компоненты в плазме внешнего столба (за диафрагмой ка-

тода). Такие оценки могут оказаться заниженными из-за того, что активная компонента будет не только уноситься вместе с рабочим плазмообразующим газом, но и осаждаться на относительно холодных элементах конструкции катода. В полых катодах, предназначенных для работы на малых токах ($\sim 0,5$ А), скорости эрозии достаточно малы и во внешнем столбе (за диафрагмой) концентрация эродировавшего вещества может оказаться настолько низкой, что в спектре внешнего столба будет невозможно надежно идентифицировать следы контролируемого вещества. По этой причине, контроль содержания активной компоненты желательно вести в пространстве между эмиттером и диафрагмой катода.

Цель исследований состояла в разработке методики контроля скорости эрозии эмиссионно-активного компонента эмиттера полого катода и выяснении влияния давления основного плазмообразующего газа (ксенона) на скорость эрозии эмиттера на основе скандата бария.

Результаты исследований

Соотношение для оценки скорости эрозии конструктивных элементов ПК.

В разрядном пространстве безнакального полого катода и в пространстве между эмиттером и

диафрагмой длина свободного пробега частиц, формирующих плазму, оказывается заметно меньшей характерных размеров системы. Это означает, что для анализа процессов, протекающих в отмеченных областях, вполне приемлемой оказывается модель локального термодинамического равновесия (модель ЛТР). В рамках такой модели, с учетом весьма малой скорости упорядоченного движения плазмообразующего газа, вынос эродировавшего вещества можно рассматривать как диффузионный процесс. При этом скорость уноса или масса уносимого эродировавшего вещества за единицу времени dm/dt , при неизменной геометрии системы будет пропорциональна концентрации этого вещества в любой точке пространства n_{er} за исключением сорбирующих поверхностей

$$\frac{dm}{dt} \propto n_{er}. \quad (1)$$

Наличие эродировавшего вещества и его относительную концентрацию в контролируемой части плазмы достаточно просто определить спектроскопическими методами. При этом измеряемой величиной является интенсивность спектральной линии, (какой-либо из характерных для данного вещества) которая пропорциональна числу излучающих атомов N_u или средней концентрации атомов n_u , находящихся в соответствующем возбужденном состоянии.

$$I_{u,l} \propto A_{u,l} \cdot N_u \propto A_{u,l} \cdot n_u, \quad (2)$$

где $I_{u,l}$ – интенсивность спектральной линии, получающейся при переходе атома из состояния « u » в состояние « l »; $A_{u,l}$ – постоянная Эйнштейна для соответствующего спонтанного радиационного перехода; N_u – число излучающих частиц, находящихся в возбужденном состоянии « u ».

Плазма полого катода является низкотемпературной, а, следовательно, в ней основная часть частиц находится в основном (невозбужденном) состоянии. В возбужденном состоянии (обеспечивающем излучение) находится малая доля частиц, которая в соответствии с распределением Больцмана равна

$$\frac{n_u}{n_0} = \frac{g_u}{g_0} \exp\left(-\frac{E_u}{kT}\right), \quad (3)$$

где g_u и g_0 – статистические веса возбужденного и основного состояний атома.

Поскольку в плазме основная часть частиц находится в невозбужденном состоянии, постольку скорость уноса эродирующего вещества (см. (1)) будет определяться концентрацией частиц в основном состоянии n_{er0} , которая может быть выражена через концентрацию возбужденных атомов. Из (3) следует

$$n_0 = n_u \frac{g_0}{g_u} \left(\exp\left(\frac{1}{kT}\right) \right)^{E_u}. \quad (4)$$

В соотношении (4) неопределенной оказывается температура плазмы.

Для ее определения можно воспользоваться интенсивностями основного плазмообразующего газа – ксенона, отношение интенсивностей двух произвольных спектральных линий которого в состоянии термодинамического равновесия равно

$$\frac{I_{Xe-\alpha}}{I_{Xe-\beta}} = \frac{A_\alpha}{A_{\Sigma\alpha}} \frac{A_{\Sigma\beta}}{A_\beta} \frac{g_\alpha}{g_\beta} \left(\exp\left(\frac{1}{kT}\right) \right)^{-(E_\alpha - E_\beta)}, \quad (5)$$

где α и β – возбужденные состояния ксенона, являющиеся исходными в соответствующих излучательных переходах; A_α и A_β – постоянные Эйнштейна для переходов, обеспечивающих соответствующие спектральные линии; $A_{\Sigma\alpha}$ и $A_{\Sigma\beta}$ – суммы постоянных Эйнштейна для всех возможных радиационных переходов с соответствующего возбужденного уровня.

С учетом всего сказанного выше, из соотношений (1), (4) и (5) получим выражение

$$\frac{dm_{er}}{dt} \propto I_{u(er)} \left(\frac{I_{Xe-\alpha}}{I_{Xe-\beta}} \right)^{\frac{E_u}{E_\beta - E_\alpha}}, \quad (6)$$

которое позволяет на основании данных радиационной спектроскопии осуществлять оценки скоростей эрозии.

Результаты экспериментальных исследований. Измерения интенсивности эрозии материала эмиттера полого катода проводились в специально изготовленном макете, внешней оболочкой которого являлась кварцевая полированная трубка. Фотография макета в рабочем состоянии (при наличии разряда) представлена на рис. 1.

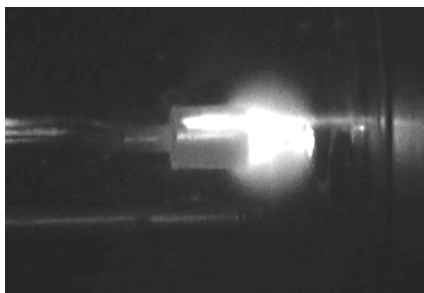


Рис. 1. Фотография макета в рабочем состоянии

Спектр излучения внутренней части разряда между эмиттером и диафрагмой регистрировался оптическим эмиссионным спектрометром HR2000, у которого диапазон контролируемых длин волн лежит в пределах от 387 до 829 нм. Для определения величины параметра эрозии, численно характеризующего интенсивность процесса, были выбраны следующие спектральные линии:

резонансная линия бария $\lambda_{u,0} = 553,55$ нм;
 $E_u = 2,24$ эВ; линии ксенона $\lambda_{\alpha} = 823,16$ нм;
 $E_{\alpha} = 9,82$ эВ; $\lambda_{\beta} = 556,615$ нм; $E_{\beta} = 11,81$ эВ.

При этом расчетное выражение для параметра эрозии (6) принимает вид

$$\mu_{Ba} = I_{Ba-553} \left(\frac{I_{Xe-823}}{I_{Xe-556}} \right)^{1,126}.$$

Результаты зависимости уноса бария скандатного эмиттера от давления ксенона в катоде приводятся на рис. 2. Наличие минимума на кривой указывает на возможность поиска компромисса между эффективностью работы и его ресурсом при проектировании катода.

Выводы

Режим работы с минимальной эрозией эмиттера может быть наиболее приемлемым для долгосрочной

работы слаботочного катода в составе микро СПД. Тем более, что увеличение размеров и веса эмиттера за счет дополнительного запаса активатора, приводит к ухудшению тепловой схемы слаботочного катода и, как следствие, снижению его эффективности. Результаты спектральных исследований внутренней плазмы слаботочного скандатного катода показали, что существует режим, при котором испарение эмиссионной добавки (Ba) минимально.

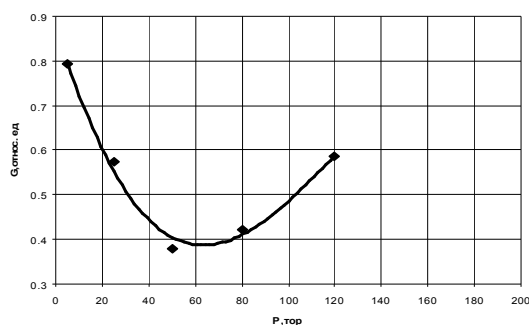


Рис. 2. Зависимость уноса бария скандатного эмиттера от давления ксенона в катоде

Данная работа проводилась в рамках проекта УНТЦ №1936.

Литература

1. Максименко Т.А., Лоян А.В., Кошелев Н.Н. Холловский двигатель малой мощности для систем коррекции орбиты малых мини и микро спутников // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 9. – С.111-115.
2. Киселев А.Б. Металлооксидные катоды электронных приборов. – М.: МФТИ, 2001. – 240 с.
3. Исаев Е.А., Оранский А.И., Титов А.А. Исследование эрозии полых катодов методом оптической спектроскопии // *Ракетно-космическая техника / Ракетные двигатели и энергетические установки*. – 1991. – Вып. 3 (131). – С. 170-175.

Поступила в редакцию 1.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.И. Оранский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков

УДК 533.9.07

Т.А. МАКСИМЕНКО

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ СПД МАЛОЙ МОЩНОСТИ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МАГНИТНОГО ПОЛЯ В РАЗРЯДНОЙ КАМЕРЕ

Рассмотрена проблема влияния теплового состояния магнитопровода стационарного плазменного двигателя малой мощности на распределение магнитного поля в разрядной камере. Приведены результаты испытаний серии двигателей. Показана возможность повышения тягового КПД за счет улучшения магнитного поля при учете теплового состояния двигателя.

стационарный плазменный двигатель, магнитопровод, тепловое состояние, конечно-элементная модель

Введение

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. В настоящее время имеет место миниатюризация и увеличение надежности электроники аппаратуры спутниковых систем. В связи с этим значительно расширился круг задач решаемых при помощи микроспутников. Однако энерговооруженность подобных космических летательных аппаратов (КЛА) весьма ограничена, из-за чего еще не решена проблема разработки систем активной коррекции и поддержания их орбиты ввиду отсутствия надежных и эффективных двигателей. Решение данной проблемы позволит значительно увеличить период активного существования малых космических летательных аппаратов. Эта проблема может быть решена путем создания новых холловских двигателей (ХД) с низким уровнем энергопотребления, учитывая то, что ХД мощностью 1,5-3 кВт уже успели себя хорошо зарекомендовать.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. На сегодняшний день большой интерес проявляется к стационарным плазменным двигателям малой мощности (МСПД) [1 – 3]. Снижение уровня потребляемой мощности ниже 100 Вт и существенные ограничения, накладываемые на массогабаритные параметры ДУ, серьезно усложняют задачу раз-

работки двигателя в целом и в особенности его магнитной системы. С целью повышения тягового КПД СПД большое внимание уделялось формированию оптимального магнитного поля (МП) в разрядном канале (РК) двигателя [4 – 6]. Также отмечалась повышенная теплонапряженность МСПД [7], однако до сих пор она никак не учитывалась при исследовании распределения магнитного поля. В связи с тем, что материал магнитопровода изменяет свои магнитные параметры (магнитная проницаемость, индукция насыщения) при изменении температуры, можно предположить, что с их изменением будут изменяться параметры магнитного поля в РК и соответственно эффективность двигателя. Таким образом возникает необходимость более подробного исследования данного влияния.

Целью исследований является выявление влияния теплового состояния магнитопровода стационарного плазменного двигателя малой мощности на распределение магнитного поля в разрядной камере для повышения тягового КПД двигателя.

Результаты исследований

В Национальном аэрокосмическом университете им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» на каф. 402 была разработана, изготовлена и испытана серия двигателей СПД-20М. Результаты испытаний одной из первых модификаций показали, что двигатель при потреб-

ляемой мощности менее 100 Вт выдает следующие параметры: тяга – 4мН, удельный импульс – 1300с, КПД – 25%.

В ходе испытаний МСПД наряду с тяговыми и разрядными характеристиками было проведено исследование теплового состояния конструкции двигателя (рис. 1).

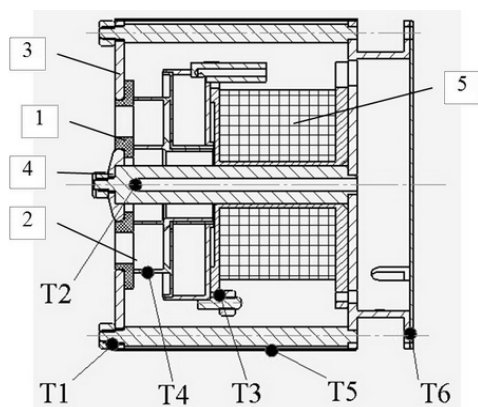


Рис. 1. Схема МСПД, размещение термодатчиков

С момента запуска двигателя до его выхода на стационарный тепловой режим при помощи термодатчиков (ТХА) измерялась температура в следующих узлах двигателя:

- 1) тыльный торец магнитопровода (МП),
- 2) внешний полюсный наконечник,
- 3) центральный полюсный наконечник,
- 4) магнитный экран,
- 5) шпилька крепления анода-газораспределителя,
- 6) защитный кожух.

Анализируя полученные экспериментальные данные (рис. 2), можно прийти к выводу об ограниченности экспериментального метода теплового состояния конструкции двигателя, так как нельзя получить полного распределения температурных полей и отследить все теплонапряженные участки. Для решения данной проблемы при помощи аппарата конечно-элементного (КЭ) анализа было осуществлено моделирование распределения температурных полей в конструкции двигателя.

Входными данными для создания КЭ модели послужили информация о геометрических параметрах МСПД, магнитные свойства использованных материалов, условия работы и данные, полученные в ходе испытаний.

Дискретизация всех элементов конструкции двигателя производилась плоскими осесимметричными восьмиузловыми четырехугольными КЭ. Для установления оптимальной степени дискретизации пространства и элементов конструкции был проведен ряд пробных численных экспериментов.

При решении тепловой задачи рассматривался баланс тепловых потоков. Принималось, что основное тепловыделение происходит в катушке намагничивания за счет ее резистивного нагрева (Q_1), на стенках РК и аноде за счет кинетической энергии частиц, взаимодействующих с ними (Q_2). Теплоотвод происходит за счет рассеивания тепла излучением с поверхности двигателя (Q_3) и теплопроводности через элементы крепления в сопрягаемую конструкцию (Q_4).

Для начала решалась отдельная задача как определение распределения температуры по элементам двигателя с одним источником нагружения - работающей катушкой (Q_1). Была выполнена корректировка условий контакта и плотность сетки КЭ.

Тепловой поток Q_2 определялся из расчета, что некоторая часть энергии основного разряда, которая не превратилась в полезную работу (кинетическая энергия ускоренных частиц, создающих тягу) и пре-

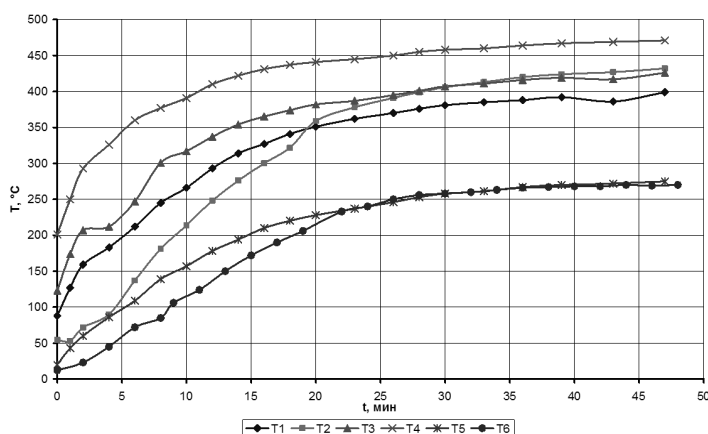


Рис. 2. Динамика изменения температуры МСПД

вращается в тепловую энергию. Остальные потери, ведущие к снижению КПД, определяются расфокусировкой струи и немонохроматичностью пучка, также прикатодным падением потенциала, неустойчивостями в разряде, затраты на ионизацию и излучение и др. С большой точностью изначально нельзя сказать каким образом энергетические потери перераспределяются между собой. Поэтому при моделировании проводилось варьирование величиной теплового потока на анод и стенки РК таким образом, чтобы сумма квадратов невязок динамических температурных характеристик, полученных при моделировании и в ходе эксперимента, составляла минимальное значение для всех узлов двигателя (рис. 3).

В итоге были получены поля распределения температуры в конструкции двигателя (рис. 4).

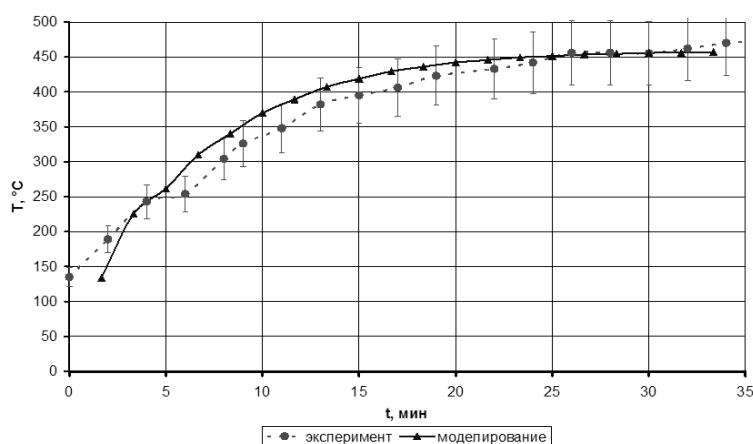


Рис. 3. Изменение температуры анода во времени (сравнение)

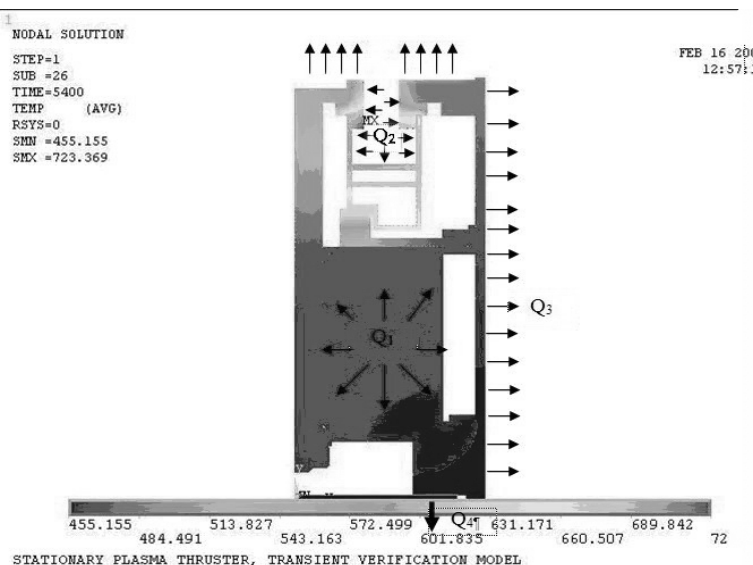


Рис. 4. Распределение температур по результатам моделирования

Исходя из полученных результатов видно, что элементы конструкции магнитопровода МСПД на стационарном режиме работы находятся в тепловонапряженном состоянии. Принимая во внимание свойства магнитомягких материалов изменять свои магнитные параметры (магнитная проницаемость, индукция насыщения) при изменении температуры, можно предположить, что с их изменением будут изменяться параметры магнитного поля в РК (как по абсолютным значениям, так и по форме силовых линий).

Для проверки выдвинутого предположения было проведено моделирование МП для МСПД при условии теплового нагружения. При решении данной задачи учитывались тепловые зависимости магнитных свойств материала магнитопровода.

В результате было показано, что в зависимости от используемого ферромагнетика при описанных условиях наблюдается общее снижение значения магнитной индукции (рис. 5) вплоть до полного изменения профиля осевого распределения радиальной составляющей вектора магнитной индукции (к примеру, для АРМКО).

Из полученных результатов видно, что тепловое состояние магнитопровода в значительной мере влияет на параметры магнитного поля (максимальное значение радиальной составляющей индукции магнитного поля и на его распределение). Вплоть до полного разрушения фокусирующей конфигурации и продольного градиента радиальной составляющей индукции магнитного поля, что весьма наглядно подтверждается для случая с магнитным экраном из материала с низкой точкой Кюри (рис. 5, АРМКО).

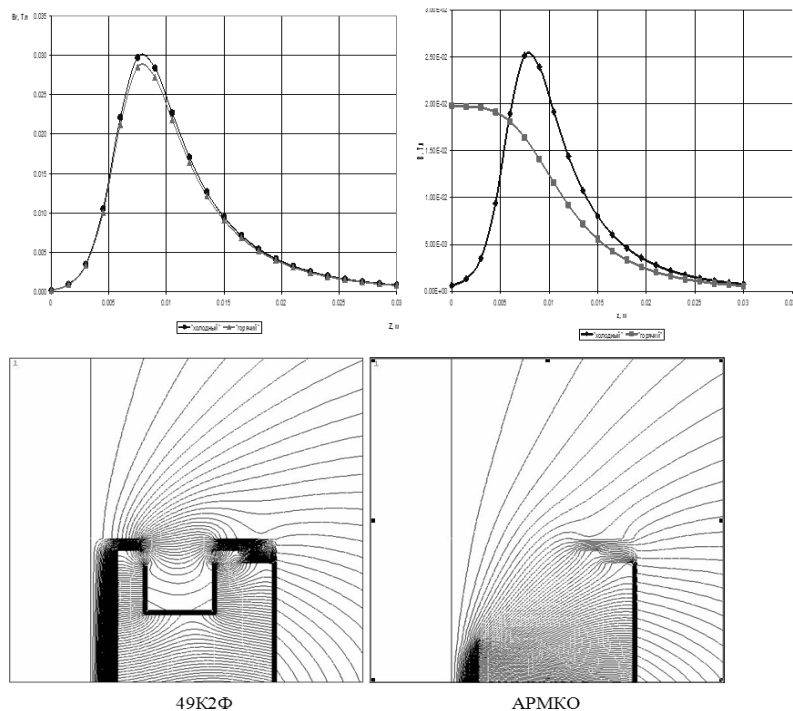


Рис. 5. Результаты моделирования распределения МП для холодной и нагретой конструкции

Учитывая данный момент и то, что параметры МП непосредственным образом влияют на эффективность двигателя, был выполнен поиск рационального решения для обеспечения повышения тягового КПД двигателя. В качестве критерия, связывающего свойства МП и эффективность двигателя, был выбран параметр G , предложенный авторами работы [6], который характеризует эффективность удержания электронов магнитным полем в зоне ионизации:

$$G = 4\pi \int_{z_1}^{z_2} \int_{r_1}^{r_2} \sqrt{1 - \frac{B(z,r)}{B_c(z,r)}} dz dr,$$

где z – осевая координата, r – радиальная координата, B – значение индукции МП в точке на определенной магнитной силовой линии, B_c – значение индукции МП в точке пересечения данной магнитной силовой линии со стенкой РК. Входными параметрами были приняты геометрические параметры магнитопровода, а также величина тепловых потоков на элементы конструкции двигателя. Для

решения задачи было необходимо экспериментальным методом уточнить значения тепловых потоков. Для чего на промежуточных этапах решения изготавливались пробные модели МСПД, при чем каждой последующей соответствовало большее значение G . После чего проводились их испытания и измерение параметров необходимых для внесения соответствующих корректив.

Результаты испытаний показали, что от модели к модели с увеличением параметра G наблюдается улучшение тяговых характеристик (рис. 6) и КПД двигателя (рис. 7).

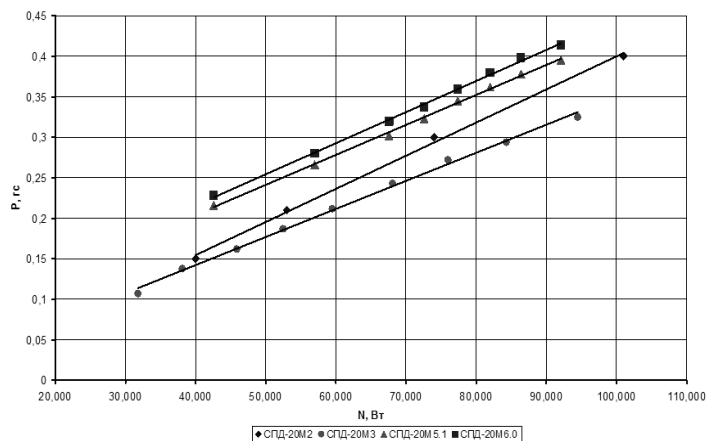


Рис. 6. Зависимость тяги от потребляемой мощности

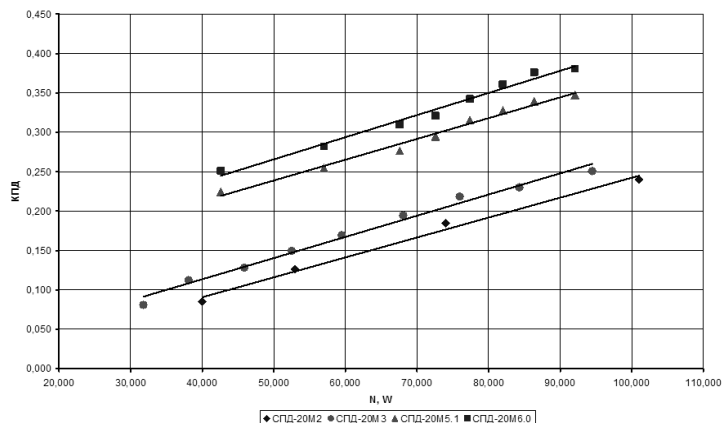


Рис. 7. Зависимость тягового КПД от потребляемой мощности

Таким образом, за счет изменения геометрии и подбора материала магнитопровода, на 4-й модели было получено повышение КПД на 15% (от 23% на начальном этапе до 38% на завершающем) при потребляемой мощности 100 Вт.

Перспективы дальнейших исследований

Полученные результаты позволяют в дальнейшем при помощи численного эксперимента создавать магнитные системы МСПД с минимальными затратами на ее изготовление. При этом удастся добиться распределения магнитного поля в РК, которое обеспечивает улучшение интегральных характеристики двигателя.

В настоящее время ведется технологическая отработка отдельных узлов двигателя для создания летного варианта, на базе которого разрабатывается электрореактивная двигательная установка для коррекции и поддержания орбиты КА малого класса.

Заключение

Экспериментально-теоретическим методом исследовано влияние теплового состояния магнитопровода МСПД на распределение МП в РК. Методом конечных элементов промоделированы тепловое состояние конструкции двигателя и распределение магнитного поля. Адекватность результатов моделирования была проверена экспериментально. Показано, что с прогревом конструкции магнитопровода в зависимости от материала могут в значительной мере изменяться параметры МП в РК, что может повлечь за собой изменение параметров зоны ионизации и ускорения, повышение сквозного электронного тока, расфокусировку струи и соответственно снижение эффективности двигателя. В результате проведенной работы было промоделирова-

но распределение магнитного поля для магнитной системы СПД с учетом теплового состояния конструкции двигателя.

Автор работы приносит благодарность Лояну А.В., Кошелеву Н.Н., Степанушкину Н.П., Печенежскому И.П. за ценные замечания и обсуждение результатов. Данная работа проведена в рамках проекта УНТЦ №1936.

Литература

1. Micropropulsions for small spacecraft / M.M. Micci, A.D. Ketsdever editors. – AIAA, Washington, DC, 2000. – 320 p.
2. Khayms V., Martinez-Sanchez M. Micropropulsion for small spacecraft. Chapter 9. – AIAA, 2002.
3. Micropropulsion for small spacecraft. Chapter 10 / J. Monheiser, V. Hruby, C. Freeman, W. Connolly, B. Pote. – AIAA, 2002. – 240 p.
4. Zhurin V.V., Kaufman H.R., Robinson R.S. Plasma Sources // Sci. Technol. – 1999. – 8. – P. 1-20.
5. Стационарный плазменный ускоритель – двигатель АТОН / А.И. Морозов, А.И. Бугрова, А.В. Десятков и др. // Физика плазмы. – 1997. – Т. 23, № 7. – С. 635-645.
6. Blinov V., Gorshkov A., Shagayda A. Experimental Investigation of Magnetic Field Topology Influence on Structure of Accelerating Layer and Performance of Hall Thruster // Proceedings of the 29th International Electric Propulsion Conference, IEPC-2005-033 – Princeton University. – October 31 – November 4, 2005. – P. 133-137.
7. Ahedo E., Gallardo J.M. Scaling down hall thrusters. – IEPC-2003-104. – 88 p.

Поступила в редакцию 1.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.И. Оранский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК 629.7.087:538.4:001.2

М.В. ШЕВЧЕНКО¹, А.В. ХИТЬКО¹, А.Ф. ПИСКУНКОВ²¹*Днепропетровский национальный университет, Украина*²*Государственный НИИ прикладной механики и электродинамики МАИ, Россия*

ПРОБЛЕМНЫЕ ВОПРОСЫ СОЗДАНИЯ КОНТАКТОРОВ ДЛЯ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРОСОВЫХ СИСТЕМ

Проведен анализ различных конфигураций контакторов для электродинамической тросовой системы. Показано, что конфигурация с полым плазменным катодом представляется как наиболее перспективная.

электроракетный двигатель, полый расходный цезиевый катод, работа выхода, внутренний вспомогательный разряд, ионизация, эффект полого катода

Введение

К настоящему времени разработаны основные принципы электродинамической тросовой системы (ЭДТС), описаны различные варианты ее применения в космическом пространстве:

– ЭДТС может быть использована как генератор электрической энергии и сверх низкочастотных колебаний;

– ЭДТС как двигательная система для осуществления транспортных операций;

– ЭДТС для передачи и диссипации энергии в магнитосфере;

– ЭДТС для проведения фундаментальных исследований в магнитосфере;

– ЭДТС для мониторинга межпланетной среды.

Основные проблемы функционирования электродинамической тросовой системы связаны с организацией замкнутого контура в ионосфере, что ставит задачу сброса заряда с концевых элементов троса.

Формулирование проблемы

Задача собирания тока в ионосферной плазме первоначально рассматривалась в связи с проблемой нейтрализации заряда спутника при проведении космических экспериментов с электронным пучком.

При испускании электронного пучка со спутника в стационарном режиме суммарный ток у его поверхности должен отсутствовать в соответствии с законом сохранения электростатического заряда. Следовательно, такой же ток, как и ток пучка, должен возвращаться на спутник.

Чтобы возвратный ток электронов из фоновой плазмы превышал хаотический тепловой ток в ней, потенциал спутника должен быть положительным, притягивающим электроны.

Для собирания тока на уровне 1 А положительное электрическое смещение спутника должно быть несколько киловольт. Такое падение напряжения соответствует эффективному импедансу эмиссионной системы порядка тысячи Ом.

Огромная величина смещения нежелательна для реальной технической системы, в которой максимальное падение напряжения должно приходиться на нагрузку. Как показано в [1], учет магнитного поля Земли увеличивает оценочную величину смещения до 5...10 кВ.

Поэтому проблема формирования токовой трубки в ионосфере связана с проблемой создания плазменного контактора [2 – 4].

Общие соотношения. Задача формирования плазменного контактора в электродинамической тросовой системе определяется необходимостью

увеличения площади электрического контакта в системе «трос – ионосфера».

Плазменные контакторы, расположенные на концах ЭДТС, должны эффективно проводить ток через достаточно большие площади. При этом уменьшится потребный уровень плотности тока из окружающей ионосферной плазмы.

ЭДТС используют три типа плазменных контакторов: пассивный крупногабаритный контактор на обоих концах троса; пассивный крупногабаритный контактор на верхнем конце троса и электронная пушка на нижнем конце; генерирующие плазму полые катоды на обоих концах троса.

В первой конфигурации верхний контактор (возможно проводящий шар) накапливает электроны. Нижний плазменный контактор в этой конфигурации (возможно проводящая поверхность, соединенная с КА) использует крупногабаритную поверхность для аналогичного сбора ионов. Это простейший способ генерации тока в тросе. Однако, в нем реализуется значительный импеданс переходного слоя.

Так для обеспечения тока в несколько ампер требуется потенциал в несколько киловольт, что подтверждено экспериментальными исследованиями взаимодействия плазмы с КА.

В этом случае оба контактора являются пассивными элементами ЭДТС, они отличаются простотой конструкции, но из-за низкой плотности плазмы в ионосфере они должны иметь большие собирающие поверхности.

Во второй конфигурации, для обеспечения возможности получения большой силы тока через трос, пассивный контактор на нижнем конце ЭДТС заменяется электронной пушкой, обеспечивающей эквивалентную сбору положительных ионов инжекцию электронов.

Недостатком использования электронной пушки в качестве плазменного контактора ЭДТС является необходимость источника электрической энергии на

борту КА для обеспечения запуска и функционирования пушки. Электронная пушка была использована в программе на МТКК «Space Shuttle». При токе 1 А ускоряющее напряжение должно быть порядка тысячи вольт.

Решение проблемы

Третья конфигурация представляется как наиболее перспективная. В этой конфигурации полые катоды на каждом из концов ЭДТС генерируют образования проводящей плазмы.

Плазменные образования обеспечивают возможность замыкания тросового тока в любом направлении, что позволяет системе функционировать как генератору или как двигателю с большой свободой, чем две ее другие описанные конфигурации. Для обеспечения функционирования полых катодов необходимы источник электрической энергии и расход рабочего газа. Но мощность источника энергии в этом случае, значительно меньше, чем та, которая необходима для работы электронной пушки, а система хранения и подачи рабочего газа не определяет весовой состав ЭДТС.

Высокие токи и мощности могут быть получены при эмиссии больших ионных токов, но даже при высоких анодных потенциалах собрать достаточно много электронов поперек магнитного поля невозможно, и токовое усилие будет близко к единице.

Главная цель исследований по плазменным контакторам состоит в том, чтобы выяснить, насколько большое токовое усилие можно получить при заданном уровне мощности. Если окажется, что на уровнях мощности, представляющих интерес для КТС (десятки киловатт), максимальное токовое усилие близко к единице, то нет никакого смысла использовать плазменные контакторы для собирания электронного тока, в сущности, наилучший плазменный контактор ничем не лучше, чем обычный ионный пучок.

Если, с другой стороны, окажется возможным получить токовое усиление хотя бы в несколько раз больше единицы на нужных уровнях мощности, то плазменные контакторы будут полезны для собирания тока в КТС.

Заключение

Можно сформулировать следующие основные задачи создания плазменных контакторов:

- в настоящее время отсутствуют результаты расчетного и экспериментального моделирования сильноточных режимов работы плазменных контакторов, которые позволили бы сформулировать техническое задание на разработку плазменного контактора для использования в натурных экспериментах с ЭДТС;

- ресурс работоспособности ЭДТС ограничивается запасом рабочего тела плазменного контактора;

- в литературе отсутствует сравнительный анализ режимов движения КА при использовании ЭДТС и двигателей (например, стационарных плазменных двигателей);

- работоспособность электродинамической тростовой системы с током порядка 1 А и более может быть обеспечена только в режимах с привлечением столкновительного механизма диффузии электронов в поперечном геомагнитном поле, который экспериментально не реализован;

- в литературе отсутствуют исследования альтернативных схем плазменных контакторов, например, схемы, при которой плазменный контактор заменяется искусственно созданным магнитным по-

лем. Принципиальную возможность создания такого магнитного поля, которое совместно с геомагнитным полем Земли могло бы обеспечить собирание фоновых электронов на коллектор силовых линий магнитного поля без ограничений, связанных с столкновительными и турбулентными процессами;

- в литературе отсутствуют упоминания об исследованиях, связанных с возможностью создания различных магнитных конфигураций, например, в форме магнитных ловушек в геомагнитном поле Земли с использованием полей токов или полей пассивных магнитов.

Литература

1. Parker B. Murphy «Potential Building on an Electron Emitting Ionospheric Satellite» // Journal Geph. Research. – 1967. – V. 72. – P. 1631.
2. Паркс Д.Э., Катц И. Теория замыкания для электродинамических систем с привязным спутником // Аэрокосмическая техника. – 1988. – № 1. – С. 43-50.
3. Гастингс Д.Е. Теория плазменных замыкателей, предназначенных для использования в ионосфере // Аэрокосмическая техника. – 1988. – № 1. – С. 29-34.
4. Джервер М.Д., Гастингс Д.Е., Оберхард М.Р. Теория плазменных замыкателей для условий наземных экспериментов и низких околоземных орбит // Аэрокосмическая техника. – 1991. – № 6. – С. 13-20.

Поступила в редакцию 5.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Сичевой
Днепропетровский национальный университет,
Днепропетровск.

УДК 681.586

О.С. ГУРЕВИЧ¹, А.Г. БУРЯЧЕНКО², Г.С. РАНЧЕНКО²¹ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, Россия²ОАО «Элемент», Одесса, Украина

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ДАТЧИКОВ ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ АВИАЦИОННЫХ И ОБЩЕПРОМЫШЛЕННЫХ ГТД

Сформулированы обобщенные современные требования к датчикам давления, предназначенным для работы в составе систем обеспечения общепромышленных и авиационных ГТД, и показаны пути решения технических и организационно-методических вопросов, которые позволяют реализовать датчики, удовлетворяющие указанным требованиям.

интеллектуальный датчик (преобразователь), бортовая аппаратура, погрешность измерений, внешний дестабилизирующий фактор, ресурс, срок службы, метрологическое обеспечение, переменное давление, импульсное давление, частота, амплитуда

Введение

В январе 2007 г. в АССАД состоялось научно-техническое совещание по теме «Датчики и системы измерения давления для САУ авиадвигателей и бортовых систем самолетов». В совещании приняли участие руководители и технические специалисты семнадцати ведущих предприятий России и Украины, как изготовителей, так и потребителей датчиков давления для двигателестроения. В решении совещания, в частности, признано целесообразным поручить ОАО «Элемент» разработать под методическим руководством ФГУП ЦИАМ им.П.И.Баранова концепцию построения интеллектуальных датчиков для авиационного двигателестроения.

Предлагаемая статья рассматривается авторами как первый шаг в выполнении решения о разработке концепции построения интеллектуальных датчиков для авиационного двигателестроения.

1. Формулирование проблемы

Эксплуатация датчиков давления в составе современных ГТД предопределяет, как правило, воздействие достаточно жестких внешних дестабилизирующих факторов, вызывающих дополнительные погрешности и сокращающих ресурс:

- широкий диапазон рабочих температур (наиболее типичным можно считать диапазон от минус 50 до +100 °С, но в ряде случаев верхняя граница может превышать +300 °С), причем время работы при температурах близких к максимальной нередко составляет значительную долю общего ресурса;
- механические удары, линейное ускорение и вибрация, соответствующие перегрузкам 10... 15 g и более;
- нестабильность питания, в том числе воздействие импульсов, которые практически в два раза превышают номинал;
- электромагнитные помехи – фактор, который становится все более существенным в условиях повышения степени «электрификации» современных самолетов;
- пульсации измеряемого давления с амплитудой 20... 90 % от верхнего предела измерений с частотой в десятки и сотни герц, которые в зависимости от конкретной задачи датчик должен либо отфильтровать и усреднить, либо передать без искажений на выход.
- химически агрессивные примеси как в измеряемой, так и в окружающей среде.

В то же время к параметрам датчиков предъявляются высокие требования – например, суммарная

погрешность измерений для датчиков систем управления и контроля авиационных ГТД не должна превышать $\pm 0,5 \dots 1\%$ ИЗ с одновременным требованием максимально возможного межповерочного интервала, ресурса и срока службы.

При этом потребитель заинтересован в полной унификации параметров, исключающей необходимость подстроек и регулировок при замене одного экземпляра на другой.

Актуальным требованием к современным датчикам давления для авиационных ГТД является также «встраиваемость» в распределенные ЭСУ профиля FADEC [1], работа в сети.

2. Решение проблемы

Для создания датчиков, соответствующих перечисленным требованиям, необходимо решение ряда задач как собственно технического, конструктивно-технологического, так и организационно-методического характера, которое в современных условиях возможно лишь на базе объединения усилий специалистов различных направлений [2].

Пути решения технических вопросов (в рамках применения существующей и доступной на сегодняшний день комплектации), в частности, на примере опыта ОАО «Элемент», отражены в [3 – 10]. В [7] приведена обобщенная структура канала измерения давления (рис. 1), в котором реализована компенсация температурной погрешности и погрешности нелинейности первичного преобразователя (сенсора) давления.

Дополнительная погрешность от воздействия механических ускорений (которая проявляется в первую очередь при измерении переменных давлений) практически сводится к нулю за счет использования так называемых g-нечувствительных первичных преобразователей фирмы Kulite (США), что достаточно подробно описано в [6].

В [7] приведен пример реконфигурируемой структуры, реализованной в опытном образце регулятора режимов работы двигателя (рис. 2). В этой

структуре предусмотрены все аппаратные и программные реконфигурационные связи, необходимые для устранения последствий локального отказа, обнаруженного системой встроенного контроля во время работы.

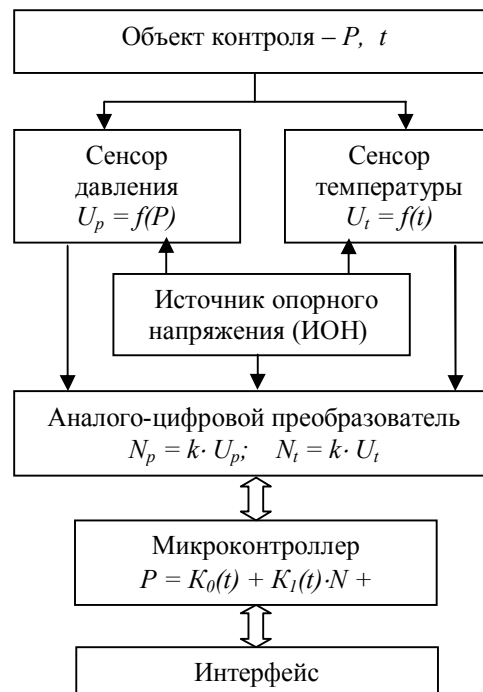


Рис. 1. Обобщенная структурная схема канала измерения давления.

Развитие автоматизированных систем контроля и управления резко повысило востребованность интеллектуальных датчиков, которые оцениваются как стратегическое направление в измерительной технике. Этот факт нашел отражение в разработке семейства стандартов IEEE 1451 Smart Transducer Interface Standards, предпринятой в настоящее время (как отмечено в [11], часть подразделов уже утверждены и опубликованы, другие находятся в разработке) с целью помочь изготовителям в разработке интеллектуальных преобразователей, пригодных для подключения к любой сети или системе. Бесспорно, положения стандарта применимы к разработке датчиков давления для ГТД и следует считать целесообразным разработку отечественного отраслевого стандарта на базе IEEE 1451, что само по себе явилось бы решением одного или нескольких организационно-методических вопросов.

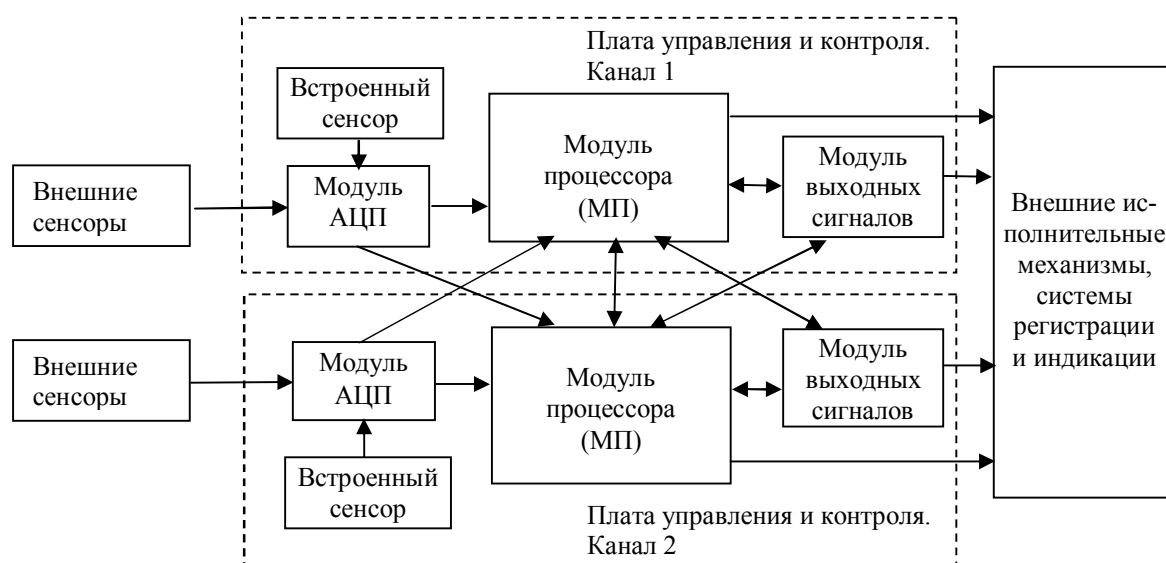


Рис. 2. Обобщенная структура реконфигурируемого изделия

Следует отметить, что в настоящее время в России и в Украине имеется действующий государственный стандарт, представляющий собой общие технические условия на датчики давления с аналоговыми выходными сигналами [12], но какой-либо подобный стандарт, который распространялся бы и на датчики с цифровым (кодовым) выходом (по крайней мере, в Украине) отсутствует. Имеется лишь Рекомендация по методике поверки.

К организационно-методическим вопросам следует отнести и проблему метрологического обеспечения разработок датчиков быстропеременных давлений, поскольку, как отмечено в [6], в организациях Госпотребстандарта Украины на сегодняшний день отсутствуют оборудование для испытаний и поверки средств измерений переменного, периодического и импульсного давлений [13]. Между тем, контроль быстропеременного давления (пульсаций давления) в камере сгорания необходим для предотвращения выхода ГТД в аварийно-опасный режим работы и особо актуален для малоэмиссионных ГТД нового поколения, при разработке и эксплуатации которых должны быть максимально учтены требования по защите окружающей среды.

Во время проведения работ по созданию средств

измерения пульсационного давления, описанных в [6], авторы обращались в Украинский Национальный научный Центр «Институт метрологии» (который является хранителем государственных эталонов Украины, в том числе эталонов давления). Руководство центра выразило готовность принять участие в развитии этой области измерений на Украине. Разумеется, нужна поддержка государства и наиболее крупных предприятий, заинтересованных в рассматриваемом вопросе.

Наряду с проблемами имеются определенные успехи в формировании деловых связей, в том числе международных, направленных на обеспечение отечественного авиамоторостроения современными датчиками давления. В частности, уже не первый год партнером ОАО «Элемент» является фирма Kulite Semiconductor Products (США) – мировой лидер в производстве полупроводниковых датчиков давления, изготовитель датчиков различного назначения, в том числе сертифицированных для бортового применения, давно и успешно сотрудничающая с такими фирмами, как Boeing Helicopter, Bell Helicopter, Fokker Aircraft, General Electric, Pratt & Whitney, Rolls Royce и др, а также с украинскими и российскими предприятиями. Представители фирмы

приняли участие в упомянутом выше совещании в АССАД, членом которого является фирма Kulite.

Некоторые работы ОАО «Элемент» выполнены в содружестве с фирмой Kulite [3, 6]. В настоящее время достигнута договоренность о совместной работе по созданию интеллектуального датчика давления для ГТД. Особо важным представляется тот факт, что уже начата практика разработки фирмой датчиков по техническим заданиям украинских заказчиков – ОАО «Мотор Сич», ЗМКБ «Прогресс».

Другим примером международного сотрудничества можно считать тот факт, что образцы ранее разработанных ОАО «Элемент» и прошедших государственные приемочные испытания при включении в Госреестр СИТ Украины датчиков П419 (с цифровым выходом) предоставлены ФГУП ЦИАМ им.П.И.Баранова для подконтрольной эксплуатации в составе стендов для комплексных исследований [14], в частности, в распределенной демонстрационной системы в условиях реальных помех и пульсаций давления.

Заключение

1. Сформированные на сегодняшний день деловые связи между предприятиями России, Украины и США, работающими над созданием датчиков давления, предназначенных для современных ГТД (в том числе бортовой аппаратуры) являются предпосылкой успешного решения вопросов, возникающих в этой области.

2. Перспективы развития датчиков давления для авиационных и общепромышленных ГТД, повышение их метрологического уровня и надежности, расширение их функциональных возможностей и востребованности неразрывно связано с повышением уровня интеллектуальности датчиков, что и обусловило принятие решения о разработке концепции интеллектуальных датчиков для авиационного двигателестроения.

3. На сегодняшний день украинскими разработчиками накоплен значительный опыт решения тех-

нических вопросов в области создания датчиков для авиационного двигателестроения, в связи с чем особенно актуальными становятся вопросы организационно-методического характера, такие как:

- разработка нормативных документов,
- решение вопросов метрологического обеспечения,
- дальнейшее развитие международного сотрудничества.

Справка

Разработка средств измерения давления – традиционная сфера интересов ОАО «Элемент», причем многолетний опыт коллектива предприятия берет свое начало с проектирования и изготовления полупроводниковых чувствительных элементов давления еще в конце прошлого века [15, 16].

За последние 10 лет на предприятии создан ряд средств измерения давления для комплектации ГТД и АСУ испытаний ГТД. Это датчики (в том числе интеллектуальные), двухканальные системы для работы в составе бортовой аппаратуры, измерительные каналы программно-технических комплексов АСУ. Опыт этих разработок, конкретные проблемы и пути их решения отражены в научно-технических публикациях, основные из которых (касающиеся непосредственно измерения давления) указаны в списке литературы [3 – 10].

Литература

1. Кессельман М.Г., Костылев М.Д., Трофимов А.С. Разработка демонстрационного образца интеллектуального датчика давления для распределенных САУ ГТД. ЦИАМ 2001-2005. Основные результаты научно-технической деятельности. – М.: ЦИАМ, 2005. – 96 с.
2. Ранченко Г.С., Кравченко И.Ф., Епифанов С.В., Седристый В.А., Павлюк Е.В. Комплексный подход при создании электронных устройств измерения, контроля и регулирования параметров и управления

режимами ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 10 (26). – С. 146-150.

3. Буряченко А.Г., Волошина Н.П., Ранченко Г.С., Деклама Ж. Критерии и результаты оценки надежности датчиков давления для авиационных двигателей // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2004. – № 7 (15). – С. 158-161.

4. Буряченко А.Г., Ранченко Г.С., Ульяшин С.В. Интеллектуальный датчик давления // *Электронные компоненты и системы*. – 2004. – № 8. – С. 46-47.

5. Буряченко А.Г., Волошина Н.П., Ранченко Г.С. Опыт использования датчиков давления фирмы Kulite // *Датчики и системы*. – 2004. – № 11. – С. 38-40.

6. Буряченко А.Г., Ульяшин С.В., Ушаков В.Ю., Деклама Ж. Создание новых средств измерения пульсационного давления для контроля процессов в камерах сгорания малоэмиссионных ГТД // *Вестник двигателестроения*. – 2005. – № 2. – С. 47-51.

7. Буряченко А.Г., Грудинкин В.М. Технические и алгоритмические средства повышения метрологического уровня и надежности датчиков и систем измерения давления // *Авиационно-космическая техника и технология*. 2005. – № 8 (24). – С. 105-109.

8. Миргород В.Ф., Грудинкин В.М. Динамические характеристики системы измерения давления в контуре регулирования π_k // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2006. – № 8 (34). – С. 42-45.

9. Миргород В.Ф., Ранченко Г.С., Буряченко А.Г., Грудинкин В.М. Методика и результаты статистического анализа распределения погрешностей датчиков давления для диагностических систем газотурбинных двигателей // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2006. – № 10 (36). – С. 134-137.

10. Буряченко А.Г., Ранченко Г.С., Соколовский В.И., Деклама Ж. Создание и опытная экс-

плуатация датчиков и систем измерения давления для ГТД (ПЗ19, П419, СИД-4, СИД-3, СИД-3-148) // *Сборник тезисов II Межд. научн.-техн. конф. ЦИАМ «Авиадвигатели XXI века», 13.12.2005.* – Т. III. – С.77, 235.

11. Чанов Л. Интеллектуальные преобразователи // *Электронные компоненты*. – 2007. – № 3/4.

12. ГОСТ 22520. Датчики давления, разрежения и разности давлений с электрическими аналоговыми выходными сигналами ГСП. Общие технические условия/

13. ГОСТ 8.433-81 ГСИ. Государственный специальный эталон и государственная поверочная схема для средств измерений переменного давления в диапазоне $1 \cdot 10^2 - 1 \cdot 10^6$ Па для частот от $5 \cdot 10^{-2}$ до $1 \cdot 10^4$ Гц и длительностей от $1 \cdot 10^5$ до 10 с при постоянном давлении до $5 \cdot 10^6$ Па.

14. Гуревич О.С., Близнюков Л.Г., Трофимов А.С. Системы автоматического управления авиационными силовыми установками // *Конверсия в машиностроении*. – 2000. – № 5 (42)/ – С.50-61

15. Ранченко Г.С., Буряченко А.Г. Проектирование чувствительного элемента давления для СОТР РЭА // *Вопросы радиоэлектроники. Сер.ОВР (ТРТО)*/ – 1987/ – Вып. 4. – С. 57-61.

16. Буряченко А.Г., Прохоров В.А., Ранченко Г.С., Сафонов В.А Тензопреобразователи на поперечной пьезо-э.д.с. с профилированной мембраной // *Вопросы радиоэлектроники. Сер.ОВР (ТРТО)*, 1991. Вып. 1. – С. 34-41.

Поступила в редакцию 12.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Л. Костенко, Одесский национальный политехнический университет, Одесса.

УДК 621.438:51.001.57

Т.М. НУРМУХАМЕТОВ*Управление магистральных газопроводов «Черкасытрансгаз», Украина***МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ
С РЕГУЛИРУЕМОЙ СИЛОВОЙ ТУРБИНОЙ**

Предложена математическая модель газотурбинного привода газоперекачивающего агрегата с регулируемой силовой турбиной в виде аппроксимационных зависимостей относительных величин мощности и КПД от режимных параметров.

газотурбинный двигатель, газоперекачивающий агрегат, математическое моделирование, характеристика, силовая турбина, регулируемый сопловой аппарат

Введение

Применение регулируемых турбин известно как эффективное средство в создании перспективных схем двигателей с изменяемым рабочим процессом [1] для многорежимных самолетов. В газотурбинных двигателях (ГТД) наземных транспортных средств [2] и приводах газоперекачивающих агрегатов (ГПА) [3] также широко применяют регулируемые сопловые аппараты силовых турбин. Использование математического моделирования таких ГТД позволяет повысить эффективность их эксплуатации, проводить оценку технического состояния и др. Однако количество публикаций по таким моделям ограничено [4, 5].

1. Формулирование проблемы

Применение математического моделирования позволяет осуществлять эксплуатацию ГТД по техническому состоянию, определять уровни загрузки оборудования, обеспечивать оптимальное управление приводами ГПА и др.

Опубликованные математические модели ГТД с регулируемой силовой турбиной [4 – 6] отличаются сложной формой и требуют большого количества информации, что при ограниченной номенклатуре параметров, измеряемых штатной системой затрудняет их идентификацию и применение в эксплуата-

ционных условиях в газотранспортной отрасли. Следовательно, достаточно актуальным является создание математических моделей газотурбинных приводов приемлемых для применения в эксплуатационных условиях.

Целью данной статьи является разработка математической модели ГТД – привода ГПА с регулируемой силовой турбиной для применения в эксплуатации.

2. Решение проблемы

В работе [7] характеристика привода ГПА в относительных координатах:

$$\tilde{N}_e = N_e / N_{e \max}; \quad \tilde{\eta}_e = \eta_e / \eta_{e \max};$$

$$\tilde{n}_{mc} = n_{mc} / n_{mc \max}$$

представляется параболическими зависимостями:

$$\tilde{N}_e = 2\tilde{n}_{mc} - \tilde{n}_{mc}^2; \quad (1)$$

$$\tilde{\eta}_e = 2\tilde{n}_{mc} - \tilde{n}_{mc}^2, \quad (2)$$

где максимальная мощность $N_{e \max}$, КПД $\eta_{e \max}$ и соответствующие им частоты вращения силовой турбины $n_{mc \max}$ определяются текущими режимами работы газогенератора (n_{mk}) и положениями регулируемого соплового аппарата (α_1) силовой турбины.

Газотурбинные установки ГПА типа ГТК-10И, ГТК-25И с регулируемым сопловым аппаратом имеют перекрестную программу регулирования, при

которой частота вращения турбокомпрессора ($\bar{n}_{mk} = 1,0 = const$) обеспечивается путем поворота соплового аппарата силовой турбины, а требуемая мощность на ее валу для задаваемого оператором режима работы по частоте вращения ($n_{mc} = const$) поддерживается регулированием подачи топливного газа, в результате чего изменяются температуры газа перед обеими турбинами. Поворот соплового аппарата приводит к перераспределению работ между турбинами, сохраняя неизменной работу турбины компрессора. Внешняя характеристика привода представляется зависимостями от частоты вращения и температуры газов за силовой турбиной $N_e = f(n_{mc}, T_m^*)$ при $n_{mk} = const$ и разных внешних условиях. Поэтому необходима замена переменной α_1 в вышеизложенной математической модели на температуру T_m^* . Такая замена целесообразна также потому, что этот параметр является контролируемым наряду с n_{mc} и n_{mk} .

Таким образом, применение специальной программы регулирования соплового аппарата в указанных ГТУ уменьшает число независимых переменных до двух, исключая частоту вращения турбокомпрессора n_{mk} , которая не изменяется, благодаря перераспределению работ между турбинами при соответствующем изменении расхода топливного газа. Переход от переменной α_1 к T_m^* очевидно должен видоизменить уравнения (1), (2), описывающие характеристики двигателей, что требует пояснений.

Семейство парабол (1), (2) получено для разных фиксированных значений углов $\alpha_1 = const$ и $n_{mk} = const$, при которых оставалась неизменной температура газов перед силовой турбиной T_m^* для определенного режима работы газогенератора. При этом располагаемый теплоперепад на силовой турбине также не менялся, а параболическая форма

характеристик двигателя по частоте вращения силовой турбины вытекает из уравнения Эйлера для этой турбины. Добавим, что полная температура за силовой турбиной T_m^* с уменьшением ее частоты вращения до нуля возрастает до температуры T_{mk}^* для оговоренных условий.

Легко доказать, что линии, соответствующие $T_m^* = const$, при отсутствии регулирования силовой турбины, на внешней характеристике двигателя, сводятся к выражениям:

$$\tilde{N}_e = 1 - 2(1 - \tilde{n}_{mc})^2; \quad (3)$$

$$\tilde{\eta}_e = 1 - 2(1 - \tilde{n}_{mc})^2 \quad (4)$$

с соответствующим изменением режима работы газогенератора, т.е. n_{mk} . Здесь понижение мощности N_e и КПД η_e с уменьшением частоты вращения n_{mc} , начиная с номинальной, происходит как за счет понижения КПД силовой турбины, так и за счет уменьшения теплоперепада на ней и расхода газа в соответствии с изменением режима работы газогенератора (уменьшением n_{mk}) по линии рабочих режимов турбокомпрессора при ухудшении его экономичности и уменьшении расхода топливного газа. В случае ж ГТД с регулируемой силовой турбиной условие $T_m^* = const$ при уменьшении n_{mc} , в координатах которых представлены внешние характеристики двигателей ГТК-10И и ГТК-25И, достигается при неизменном режиме работы газогенератора, а также при условии постоянства расхода воздуха и степени повышения полного давления в компрессоре, но с понижением температур T_c^* и T_{mk}^* из-за уменьшения подачи топливного газа. Очевидно, что в данном случае внешние характеристики ГТД представляют собой менее крутые параболы, чем вышеуказанные, из-за неизменности экономичности газогенератора и сравнительного снижения потерь в регулируемой силовой турбине при повороте лопаток ее соплового аппарата. Так, внешняя характери-

стика ГТК-10И при стандартных атмосферных условиях ($t_n = +15^\circ\text{C}$ и $P_n = 101,32$ кПа) описывается системой уравнений:

$$\bar{N}_e = \bar{N}_{\max} - 1,15(\bar{n}_{mc N_{\max}} - \bar{n}_{mc})^2; \quad (5)$$

$$\bar{N}_{\max} = \bar{T}_m^*(8,045 - 6,045\bar{T}_m^*), \quad (6)$$

$$\bar{n}_{mc N_{\max}} = 1,08\bar{T}_m^{*0,8}, \quad (7)$$

где $\bar{N}_e = N_e / N_{e\text{ном}}$;

$$\bar{N}_{\max} = N_{\max} / N_{e\text{ном}};$$

$$\bar{n}_{mc} = n_{mc} / n_{mc\text{ном}};$$

$$\bar{n}_{mc N_{\max}} = n_{mc N_{\max}} / n_{mc\text{ном}};$$

$$\bar{T}_m^* = T_m^* / T_{m\text{ном}}^*;$$

max – максимальный режим;

ном – номинальный режим.

Коэффициент $1,08 = n_{mc N_{\max\text{ном}}} / n_{mc\text{ном}}$ в уравнении (7) указывает на смещение выбранного номинального значения частоты вращения силовой турбины относительно положения максимума мощности $N_{e\text{max}}$ при $T_{m\text{ном}}^*$.

Сравнение полученной аппроксимационной модели двигателя с его паспортной характеристикой свидетельствует об удовлетворительном их согласовании с точностью до 1%.

Обращает на себя внимание коэффициент – 1,15, характеризующий крутизну парабол, который существенно меньше его значения – 2,0 в предыдущих зависимостях, соответствующих линиям $T_m^* = \text{const}$ на внешних характеристиках ГТД без регулирования соплового аппарата, что говорит о значительном эффекте регулирования на улучшение характеристик двигателя и его экономичность на нерасчетных режимах работы.

Заключение

Полученная математическая модель привода ГПА с регулируемой силовой турбиной позволяет

контролировать его характеристики в эксплуатационных условиях и осуществлять оценку его технического состояния.

Литература

1. Нечаев Ю.Н., Кобельков В.Н., Полев А.С. Авиационные турбореактивные двигатели с изменяемым рабочим процессом для многорежимных самолетов. – М.: Машиностроение, 1988. – 176 с.
2. Попов Н.С., Изотов С.П., Антонов В.В. Транспортные машины с газотурбинными двигателями / Под общ. ред. Н.С. Попова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1987. – 259 с.
3. Ревзин Б.С. Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты. – М.: Недра, 1986. – 216 с.
4. Кобельков В.Н., Литвяк А.Н. Методика расчета характеристик регулируемой газовой турбины в широком диапазоне режимов работы // Научн.-метод. материалы по процессам и характеристикам авиационных двигателей / Под ред. Ю.Н. Нечаева. – М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1985. – С. 50-61.
5. Ревзин Б.С., Федорченко М.Ю., Новиков С.В. Об эффективности регулируемого соплового аппарата силовой турбины в приводных двухвальных ГТУ простого цикла // Энергетика. – № 8. – С. 95-98.
6. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 609 с.
7. Герасименко В.П., Нурмухаметов Т.М. Математическая модель газотурбинного привода газоперекачивающего агрегата с регулируемой силовой турбиной // Питання розвитку газової промисловості України: Зб. наук. праць. – Х.: Укрнідгаз, 2002. – Вип. 30. – С. 196-201.

Поступила в редакцию 29.05.2007

Рецензент: канд. физ.-мат. наук М.В. Бойко, Украинский научно-исследовательский институт природных газов, Харьков.

УДК 66.02 (075.32)

О.М. БУГАЕНКО, Ю.А. ГУСЕВ, А.В. СКЛЯРОВ, А.С. МОСКАЛЕНКО

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

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЖЕКТОРНОГО СОПЛА ПОДАЧИ ЧАСТИЦ СОРБЕНТА ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧИ ОЧИСТКИ ВОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ОТ НЕФТЯНОГО ЗАГРЯЗНЕНИЯ

Статья посвящена моделированию эжекторного сопла газотурбинной установки, предназначенной для сбора нефтепродуктов в случае их аварийного разлива.

математическая модель, сорбент, биосорбент, газотурбинный двигатель, рекультивация, выходное устройство, установка, дальнобойность, инжектируемый поток

Введение

Известно, что нефть является одним из самых существенных загрязнителей, нарушающих экологию мирового океана, внутренних водоемов, а также почвенных покровов суши. Одним из направлений защиты окружающей среды в случае аварийного разлива нефти является локализация загрязненного участка и сбор ее с применением различных сорбентов.

Формулирование проблемы

Технология очистки воды от нефтепродуктов включает в себя распределение тонкодисперсных сорбционных материалов на большой водной поверхности.

Сорбенты – это материалы, поглощающие загрязняющее вещества в свои многочисленные поры, а также, использующие эффект смачивания, повышающий результативность процесса очистки водной поверхности от нефтепродуктов.

Для более тонкой очистки поверхности воды, а также почвы возможно введение в загрязняющую среду водной суспензии или порошкообразного препарата, содержащего нефтеокисляющие бактерии – биосорбента.

Применяемые биосорбенты содержат специальные бактерии, поглощающие нефтепродукты, при этом

продуктом их деятельности является углекислый газ, а также гумус, который не оказывает вредного воздействия на природу. Следует отметить, что при обработке почв биопрепаратом необходимо периодически увлажнять обработанную поверхность водой.

Применение перечисленных сорбентов и биосорбентов для рекультивации почв и водоемов загрязненных нефтепродуктами требуют затрат больших денежных средств, а их доставка и распределение на большие загрязненные поверхности в течение короткого времени представляет значительные трудности.

Анализ литературных источников показал на отсутствие специальных установок, которые могли бы решить комплексную задачу очистки почв и водоемов, загрязненных нефтепродуктами.

Распределение тонкодисперсных сорбционных материалов, а также и биосорбентов, может быть осуществлено с помощью многофункционального генератора многофазного потока, представленного в работах [1, 3].

Рассматриваемый генератор состоит из двух основных частей: газотурбинного двигателя (ГТД) и специального многофазного сопла.

Задача ГТД – формирование газового потока, являющегося несущей фазой, с заданными параметрами в выходном устройстве.

Выходное устройство формирует многофазный поток твердых частиц сорбента или биосорбента.

Подача твердых частиц в камеру смешения выходного устройства может быть осуществлена принудительно, например, с помощью шнека. Математическая модель такого сопла, а также ее программная реализация представлена в работе [1]. Однако применение шнека при подаче частиц сорбента в камеру смешения сопла усложняет конструкцию установки и вносит в систему управления установкой определенные трудности.

Возможна также эжекционная подача частиц сорбента в многофазное сопло установки. Такое конструктивное решение устраняет недостатки установки, указанные выше.

Для определения геометрических параметров эжекторного сопла, а также для оценки эффективности его работы нами была разработана его математическая модель, учитывающая физические свойства различных типов сорбентов.

Решение проблемы

Расчет инжектора для подачи твердой фазы проводился по методике изложенной в [4]. При расчете считалось, что эжектируемой средой являются твердые частицы без смеси с газом, что допустимо при их малом массовом расходе $G_{mч}$ по сравнению с расходом газа $G_г$ ($G_г \ll G_{mч}$).

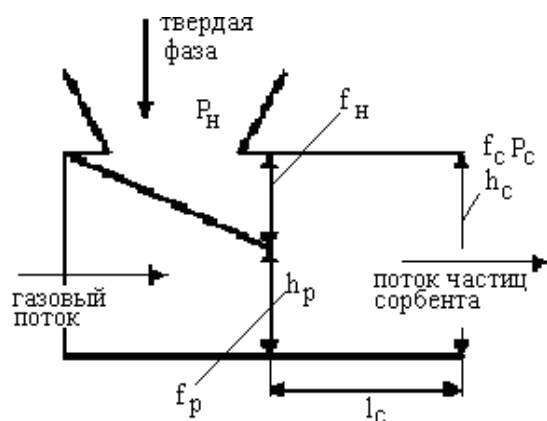


Рис. 1. Схема эжекторного сопла

Оптимальное отношение сечений эжектора определяется по зависимости

$$\frac{f_c}{f_p} = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a},$$

где $a = \varphi_1$; $c = \varepsilon_{pH} \frac{v_c}{v_p} (1 + u_T)^2$;

$$b = - \left(\varphi_1 + 2\varepsilon_{pH} \times \left(\frac{v_c}{2v_p} \times (1 + u_T)^2 - (\varphi_2 - 0.5) \times \right) \times \frac{v_T}{v_p} \times u_T^2 \right).$$

Уравнение характеристики инжектора имеет вид

$$\frac{P_H - P_c}{P_H} = k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \frac{P_p}{P_H} \frac{f_p}{f_c} q_{pH}^2 \times \left(\varphi_1 \frac{\lambda_{pH}}{q_{pH}} + \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \times \left((\varphi_2 - 0.5) \times \frac{f_p}{f_H} \times u_T^2 \times \left(\frac{v_T}{v_P} - 2 \frac{f_P}{f_c} (1 + u_T) \right) \right) \right),$$

где u_T – коэффициент инжекции твердой фазы;

$$v_p, v_T, v_c = v_p \frac{1}{1 + u_T} + v_T \frac{u_T}{1 + u_T} - \text{удельный объём}$$

рабочего газа, твердой фазы и смешанного потока соответственно, м³/кг;

φ_1, φ_2 – коэффициенты скорости ($\varphi_1 = 0,9491$ и $\varphi_2 = 0,8455$ по [4];

f_c, f_p, f_H – площади соответствующих сечений, м² (рис. 1), $f_c = f_p + f_H$;

P_c, P_p, P_H – давления в соответствующих сечениях, Па;

k – показатель адиабаты;

$\varepsilon_{pH}, \lambda_{pH}, q_{pH}$ – газодинамические функции (относительная плотность, приведенная скорость и приведенная массовая скорость соответственно). Данные функции находятся по таблицам газодинамических функций по относительному давлению $\Pi_{pH} = P_H / P_p$.

Длина камеры смешения определяется по зависимости

$$l_c = \frac{h_c - 0.984h_p}{1,2a},$$

где $a = 0,09 - 0,16$ – эмпирический коэффициент;

h_c, h_p – высота соответствующих сечений.

По приведенным выше зависимостям определены геометрические размеры рабочего эжекторного сопла, а также параметры потока на входе в разгонную часть сопла (на выходе из камеры смешения).

В качестве исходных, были использованы параметры газового потока газотурбинного двигателя ГТД-5, который используется нами как экспериментальная установка для решения экологических проблем [5]. Расход газа – $G_g = 1$ кг/с; давление – $P = 150000$ Па; температура $T = 850$ К.

В качестве сорбента рассматривалась древесная стружка.

В результате расчета были получены такие результаты:

- площадь рабочего сопла эжектора $f_p = 0,008366$ м²;
- высота рабочего сопла эжектора $h_p = 0,044$ м;
- длина камеры смешения $l_c = 0,185$ м;
- давление на входе в разгонное сопло $p_c = 126562$ Па.

Вследствие того, что параметры на входе в разгонное сопло изменились, необходимо оценить влияние данных изменений на параметры характеризующие эффективность его работы.

Как было указано в [3], основным параметром, характеризующим эффективность работы разгонного сопла, является скорость твердой фазы на срезе сопла. На основе математической модели многофазного разгонного устройства при известной его геометрии, были определены параметры фаз на срезе сопла.

В частности, интересующая нас скорость твердой фазы равна 42 м/с. Расчетная скорость твердой фазы на срезе сопла без использования инжекционной подачи составляет 50 м/с.

Литература

1. Расчет дальности двухфазной струи пожаротушащей установки на базе газотурбинного двигателя / В.С. Чигрин, Ю.А. Гусев, С.В. Епифанов, О.Ф. Муравченко // Авиационно-космическая техника и технология: Сб.научн. тр. – Х.: Гос. Аэрокосм. ун-т «ХАИ», 1999. – Вып. 14. – С.18-20.
2. Математическое моделирование многофункциональных генераторов трехфазных потоков на базе авиационных ГТД / С.В. Епифанов, О.М. Бугаенко, Ю.А. Гусев, А.В. Скляров // Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журнал. – 2005. – Вып. 8 (24). – С.58-61.
3. Проверка достоверности математической модели многофазного разгонного сопла / В.Е. Костюк, О.М. Бугаенко, Ю.А. Гусев, А.В. Скляров // Авиационно-космическая техника и технология: Научн. техн. журнал. – 2006. – Вып. 7 (33). – С.157-160.
4. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 350 с.
5. Многофазный генератор на базе газотурбинного двигателя для решения задачи очистки водной поверхности от нефтепродуктов / О.М. Бугаенко, Ю.А. Гусев, С.В. Епифанов, А.В. Скляров // Сучасні проблеми охорони довкілля раціонального використання водних ресурсів та очистки природних і стічних вод: Тр. міжнар. наук.-практ. конф. – К.: Знання, 2007. – С. 49-52.

Поступила в редакцию 4.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Е. Ведь Национальный технический университет “ХПИ”, Харьков.

УДК 681.5:622.691.4

М.П. АНДРИИШИН¹, В.Г. ОЛЯНИЧ¹, Е.А. ИГУМЕНЦЕВ², Е.А. ПРОКОПЕНКО²¹*Управление магистральных газопроводов «Киевтрансгаз», Украина*²*Украинская инженерно-педагогическая академия, Харьков, Украина*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО АГРЕГАТА ГТК-10 ПРИ ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Рассмотрена методика определения остаточного ресурса газотурбинных агрегатов. Обследовано техническое состояние агрегатов ГТК-10-02 в УМГ «Киевтрансгаз», «Львовтрансгаз», «Прикарпаттрансгаз» и проведены оценка остаточного ресурса основных узлов и деталей после длительной эксплуатации. Выявлены детали и узлы ГТК, подлежащие безусловной замене.

газотурбинный агрегат, газотурбокомпрессор, ГТК-10-02, остаточный ресурс

Введение

Современные газотурбинные установки (ГТУ) являются сложными техническими объектами с напряжённым рабочим процессом, что требует применения при их эксплуатации качественных жаропрочных материалов, современных технологий изготовления деталей, сложных процедур проверки их качества, дорогостоящих программ испытаний. Элементы ГТУ работают при высоких давлениях и температурах. Динамические нагрузки вызывают появление усталостных трещин, а коррозионные процессы в среде, содержащей серу, натрий, калий из продуктов сгорания топлива, ускоряют разрушение деталей.

1. Формулирование проблемы

Указанные деградационные явления имеют случайный характер и не поддаются точному расчёту при проектировании установок, а скорость изменения прочностных свойств материалов во многом зависит от уровня основных эксплуатационных факторов: наработки на основных режимах, числа пусков, числа аварийных остановок, качества топлива и т.д. Следовательно, уровень надёжности ГТУ не поддаётся точному расчёту и не может быть достоверно подтверждён при испытаниях вследствие

высокой стоимости экспериментальных исследований часто уникальных объектов.

1.1. Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Для многих существующих газотурбокомпрессоров (ГТК) разработаны модели расхода ресурса и накоплен опыт их применения в практике эксплуатации, где показано [1], что разработкой подобных моделей заняты многие ведущие газотурбостроительные фирмы мира. В тоже время существующие модели расхода ресурса создавались для конкретных установок и не могут применяться вне рассмотренных типов ГТК. Разработка методики создания моделей расхода ресурса является актуальной и в то же время сложной в научном плане задачей, решение которой позволит более обоснованно управлять эксплуатацией газотурбинных энергетических установок [2].

Известен метод определения остаточного ресурса [3], используемый для разработки моделей расхода ресурса. Данный метод не требует остановки и разборки агрегата для проведения освидетельствования его элементов. В тоже время, для определения остаточного ресурса необходимы данные о запасе прочности элементов, определенных расчетом и кривые разрушения, которые могут быть в наличии только у разработчика, что делает их не всегда доступными. Все остальные исходные данные для рас-

чёта носят статистический характер и определяются непосредственно на производстве.

Анализ погрешностей результатов вычисления ресурса деталей ГТК показал [3], что для получения достоверного результата нужно иметь надежные усталостные характеристики. Но даже и при наличии таких данных минимальное значение ресурса отличается от максимального почти на два порядка. Таким образом, предложенный метод может применяться только для определения приблизительных параметров ресурса [3].

Большинство перечисленных методов [1, 2, 3] кроме собственных недостатков имеют один общий — все они созданы для определенных типов ГТК, а применение их для других установок является невозможным. Этим можно объяснить отсутствие до настоящего времени общей и достаточно обоснованной методики разработки моделей расхода ресурса ГТК.

1.2. Цель исследований. ЗАО «НИКТИТ» и специалисты ООО «НТП «Трансгаздиагностика» на объектах ДК «Укртрансгаз» выполняли работы по обследованию узлов и деталей ГТК-10 с целью адаптации методики определения остаточного ресурса. За время выполнения этих работ специалисты ООО «НТП «Трансгаздиагностика» освоили весь комплекс работ, изучили необходимую нормативную документацию и поставили задачу разработать методику продления ресурса ГТК-10 применительно к условиям эксплуатации ДК «Укртрансгаз».

2. Результаты исследований

Для решения данной задачи в УМГ «Киевтрансгаз», УМГ «Львовтрансгаз» и УМГ «Прикарпаттрансгаз» проведены следующие исследования: теоретическое обоснование метода суммирования повреждений и определения единого запаса прочности деталей ГТК-10 и экспериментальное определение характеристик материала, как функции времени, температуры и факторов нагружения.

Для определения остаточного ресурса лопаток турбины (как наиболее нагруженных элементов ГТК) при термоциклическом нагружении использовался метод прогнозирования эквивалентного ресурса деталей ГТК, находящихся в условиях длительной эксплуатации [2, 4]. Он основан на использовании результатов расчета размахов упругих деформаций и обобщений экспериментальных данных испытаний материала на термоусталость по методике Коффина [2] при максимальной температуре лопатки. Для случая, когда повреждения накапливаются в условиях различных нестационарных режимов, остаточный ресурс лопатки определяется с использованием принципа линейного суммирования повреждений для соответствующих режимов, пусков и маневров [2]. Здесь применяется методика, основанная на расчете кинетики напряженно-деформированного состояния лопатки, работающей в условиях циклической нагруженности, и на деформационном критерии разрушения [2].

Прогноз расхода ресурса для ободов направляющих аппаратов (важных и сильно нагруженных элементов ГТК) позволяет рассчитывать остаточный ресурс $N_{ост}$ с использованием экспериментальных данных по формуле [3]:

$$N_{ост} = \left[(K_{\phi}/K)^m - 1 \right] N_{\phi}, \quad (1)$$

где m — коэффициент наклона кривой термической усталости;

K, K_{ϕ} — нормированное и фактическое значение коэффициента запаса;

N_{ϕ} — число пусков-остановов ГТК к рассматриваемому моменту времени.

Для роторов и дисков турбин и компрессоров применены методы оценки остаточного ресурса, где суммарные повреждения на различных i -тых режимах определяется выражением [2, 3]:

$$\prod_{i=1}^n (1/K_i)^{m_i}, \quad (2)$$

где K_i — запас прочности;

m_i — коэффициент наклона кривой разрушения.

Экспериментальное обследование технического состояния деталей и узлов ГТК-10 в условиях эксплуатации включает: неразрушающий контроль металла основных деталей и узлов с использованием капиллярной дефектоскопии; оценку степени коррозионно-эрозионного износа агрегата; контроль твердости; исследование структуры металла, снятие металлографических реплик; проведение исследовательских работ в условиях лаборатории завода-изготовителя (оценка изменений фазового и структурного состояния металла после длительной эксплуатации и оценка изменений уровня характеристик и свойств металла).

Контроль твердости производится в различных точках дисков, роторов, ободов, шестерен, жаровых труб, обоймы лопаток, диафрагм, корпусов, диффузора, крепежных шпилек [5]. Результаты замеров твердости пересчитываются в прочностные показатели [4] и сравниваются с нормативными значениями. Твердость и показатели прочности должны соответствовать нормативным значениям, что свидетельствует об отсутствии существенных изменений механических свойств за время длительной эксплуатации. Контроль твердости (Табл.) показал, что, несмотря на разброс значений по различным УМГ ГТК и их узлам, твердость находится в норме.

Таблица

Результаты контроля
твердости узлов ГТК-10-2

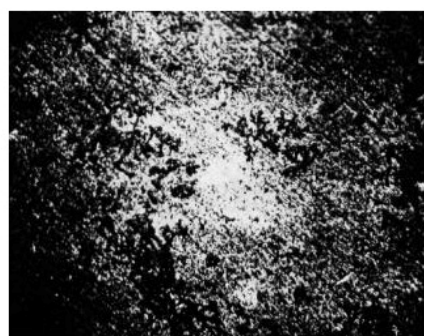
Наименование КС	ст.	Твердость по Бринеллю, НВ					
		Диск		Корпус		Ротор	
		ТНД	ТВД	ОК	ТВД	ТНД	ОК
«Бердичев»	6	292-296	288-292	180-192	129-147	288-298	240-250*
«Рогатин»	1	285-290	285-295	185-190	147-155	284-318*	234-241
«Ужгород»	5	254-267	250-297*	179-195	137-150	266-308	232-240
Норма		249-295	249-295	<197	111-156	262-311	212-248

Примечание *) Твердость находится в пределах погрешности прибора 54-359М ($\pm 5\%$).

Анализ структуры металла диска ТВД ст. № 6 КС «Бердичев» УМГ «Киевтрансгаз» (наработка 148 300 часов) показал (рис. 1, а, б), что микроструктура соответствует стали ЭП-428 (20Х12ВНМФ) мартенситного класса. Микродефектов в виде пор, трещин на участках не обнаружено. На участках диска, подверженных воздействию наиболее высоких температур, отмечена частично сохранившаяся мартенситная ориентация. Степень коагуляции карбидной фазы соответствует 3 баллу шкалы ОСТ 34-70-690-84. Вблизи крупных скоагулированных карбидов выявляются участки вторичного метастабильного структурно-свободного феррита до 8-10%. Изменение структуры находится в допустимых пределах. Аналогичные результаты наблюдаем по агрегатам ст. № 1 КС «Рогатин» УМГ «Львовтрансгаз» (наработка 106 243 часа) и ст. № 5 КС «Ужгород» УМГ «Прикарпаттрансгаз» (наработка 97 492 часа) (рис. 1, в, г).

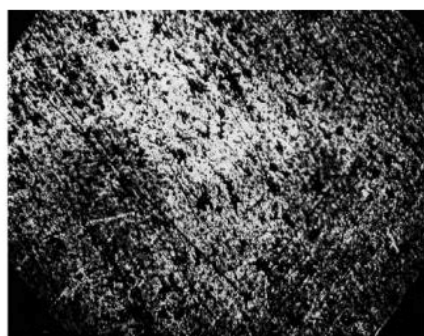
Микроструктура диска ТНД (рис. 2) ст. № 6 КС «Бердичев», изготовленного из стали ЭП-428 (20Х12ВНМФ), представляет собой сорбит отпуска с частично сохранившейся мартенситной ориентацией. Количество структурно-свободного феррита незначительно и составляет в различных участках примерно 2-7%. Степень коагуляции карбидной фазы соответствует 1-2 баллу шкалы сфероидизации ОСТ 34-70-690-84. Изменение структуры находится в допустимых пределах. Аналогичные результаты наблюдаем по агрегатам ст. № 1 КС «Рогатин» и ст. № 5 КС «Ужгород».

На направляющих лопатках ТВД, ст. № 6 КС «Бердичев», изготовленных из сплава ЖС-6К, отмечены следы сульфидно-оксидной коррозии (преимущественно на верхней части обоймы (рис.4)) и механические повреждения. Методом цветной дефектоскопии обнаружены растрескивания в поверхностном коррозионном слое в зоне выходных кромок. Направляющие лопатки ТНД изготовлены из стали ЭИ-572. На направляющих лопатках в районе выходных кромок отмечены отдельные значительные механические повреждения.



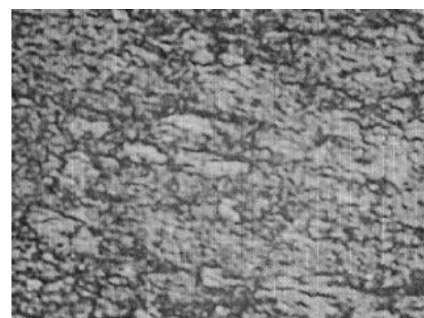
×100

а



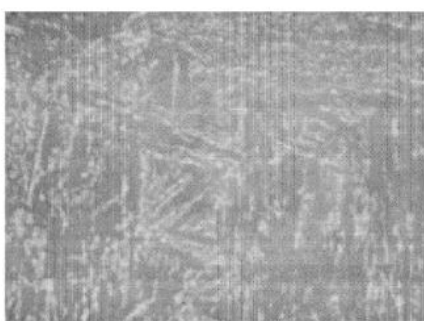
×100

б



×360

в



×500

г

Рис. 1. Микроструктура ступицы диска ТВД ГТК-10-2:
а, б – ст. № 6 КС «Бердичев»;
в – ст. № 1 КС «Рогатин»;
г – ст. № 5 КС «Ужгород»

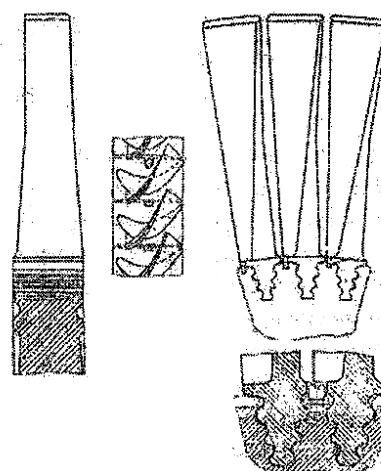


Рис. 2. Рабочие лопатки ТНД

Методом цветной дефектоскопии трещины на профильных частях лопаток не выявлены. Однако, ввиду значительного эрозионного износа профильных частей, комплект направляющих лопаток ТНД рекомендован к замене. Аналогичные рекомендации выданы по агрегату ст. № 5.

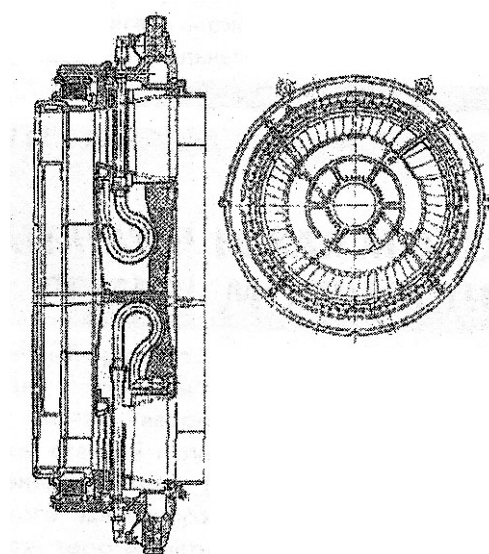


Рис. 3. Обойма направляющих лопаток ТВД-ТНД

Микроструктура металла корпуса ТВД, ст. № 6 КС «Бердичев», характерна для стали марки 12МХЛ и представляет собой феррито-перлитную структуру с содержанием Ф80(П20) шкалы ГОСТ 8233-56. Размер зерна соответствует 6-5-4 номерам шкалы ГОСТ 5639-82. В структуре наблюдается некоторое

довыделение и коагуляция карбидных фаз, в том числе по границам зерен, что обусловлено длительной наработкой.

Степень сфероидизации карбидов соответствует 2-3-му баллу шкалы ОСТ 34-70-690-84, что является допустимым.

Микроструктура металла корпуса ТВД, ст. № 1 КС «Рогатин», также представляет собой феррито-перлитную структуру, характерную для стали 12МХЛ. Размер зерна ферритной составляющей соответствует 6-8 баллу по шкале ГОСТ 5639-82. После длительной наработки структура характеризуется довыделением и коагуляцией карбидной фазы, и ее дифференциацией в направлении границ зерен.

Микроструктура вставки ст. № 6 КС «Бердичев» представляет собой аустенит с размером зерна 2-3-1 номеров шкалы ГОСТ 5639-82. В структуре отмечается значительная коагуляция карбидных фаз как по границам зерен, так и внутри зерна. Состояние границ зерен свидетельствует о значительном снижении ударной вязкости и пластичности за счет заметного выделения охрупчивающей интерметаллидной σ -фазы, что приводит к резкому снижению длительной прочности и сопротивляемости металла хрупким и усталостным разрушениям. Вставка полностью исчерпала свой ресурс и рекомендована замене на новую.

3. Перспективы дальнейших исследований

Учитывая сложность проблемы определения эквивалентного ресурса, намечено решить дополнительные задачи: исследовать закономерность расхода общего эквивалентного ресурса при эксплуатации ГТК; разработать методику расчета оптимальных сроков регламентных работ ГТК на основе эквивалентного ресурса; ввести оценки технического состояния ГТК с использованием систем параметрической и вибрационной диагностики.

Выводы

В статье изложена методика поузлового определения как наружного состояния деталей и узлов, так и структуры металла. Такой метод дает возможность глубоко изучить техническое состояние той или иной детали, после чего принять решение о ее дальнейшей эксплуатации или замене. Решение данной задачи дает возможность с полной уверенностью эксплуатировать газоперекачивающие агрегаты ГТК-10 газотранспортной системы ДК «Укртрансгаз» по их техническому состоянию.

Литература

1. Ольховский О.О. Энергетические газотурбинные установки. – М.: Энергаториздат, 1985. – 185 с.
2. Игуменцев Е.А., Черныш И.Ю. Оценка и прогнозирование ресурса газотурбинных двигателей при длительной эксплуатации // Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнар. зб. наук. праць. – Донецк: Дон-НТУ, 2006. – Вып. 31. – С. 102-103.
3. Гецов Л.Б. Прогнозирование остаточного ресурса высокотемпературных деталей ГТУ при нестандартных условиях эксплуатации // Тяжелое машиностроение. – 1997. – № 1. – С. 13-18.
4. Гецов Л.Б. Материалы и прочность деталей газовых турбин. – М.: Недра, 1996. – 360 с.
5. Олянич М.В., Игуменцев Е.А. Практические методы определения увеличения ресурса газоперекачивающих агрегатов // Энергетика: економіка, технології, екологія: Наук. журн. – 2005. – № 2. – С. 3-7.

Поступила в редакцию 1.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.И. Кузнецов, Украинская инженерно-педагогическая академия, Харьков.

УДК 681.32: 007.52

А.Г. КУЧЕР, С.А. ДМИТРИЕВ, А.В. ПОПОВ

Национальный авиационный университет, Киев, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТРДД ПО ДАННЫМ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ И МЕТОДОВ РАСПОЗНАВАНИЯ ОБРАЗОВ

Рассмотрено решение задачи диагностирования проточной части ТРДД при совместных неисправностях нескольких узлов двигателя на основе нейронных сетей и классических методов распознавания образов. В качестве неисправностей рассмотрены повреждения лопаток ВНА, КНД и ТНД и закоксованность топливной форсунки. Приведена методика диагностирования по результатам стендовых испытаний ГТД АИ-25 и модельного эксперимента. Проведены эксперименты по практическому применению рассмотренной методики.

диагностика, классификация, математическая модель двигателя, нейронные сети, методы распознавания образов

Введение

Задачи диагностирования использующие методы распознавания образов могут быть формально определены как отображение из пространства наблюдений в пространство решений, что представляет собой задачу классификации наблюдений. В настоящей работе решение задачи классификации осуществляется по данным обучающего эксперимента, который требует большой представительной выборки. Такую выборку трудно получить используя только результаты стендовых испытаний авиационных двигателей в связи с большими затратами на их проведение. Поэтому методика настоящего исследования основана на проведении минимального числа стендовых испытаний, построении математической модели двигателя и ее идентификации и проведении модельного эксперимента с целью получения выборки достаточного объема.

Математическая (термогазодинамическая) модель двигателя характеризуются достаточно большим количеством признаков, имеющих разную (как правило, относительно небольшую) информативность [1 – 3]. К тому же признаки связаны с прогнозируемым по-

мером класса (состояния) нелинейными связями, а между собой некоторые из них сильно коррелированы (мультикорреляция). Поэтому следующей задачей является оценка их информативности и отбор лучших наиболее значимых признаков.

Для решения задач классификации в настоящее время используется целый ряд статистических, эвристических методов распознавания образов, а также множество нейросетевых алгоритмов [4 – 11]. Учитывая то обстоятельство, что между основными узлами двигателя (объектами наблюдения) существуют сильные взаиморегулирующие связи, для эффективного разделения классов состояний, особенно при совместных отказах, необходимо использование комплекса методов. Наиболее очевидным способом реализации многомерной классификации является объединение результатов одномерных классификаций с учетом значимости признаков.

Для повышения качества классификации, а также информативности признаков и уменьшения их числа перед решением задачи распознавания можно провести факторный анализ, т.е. определить главные факторы исходной матрицы данных но с условием сохранения дисперсий не ниже 0,999 от исходных.

Экспериментальные исследования на газодинамическом стенде

Экспериментальное исследование проводилось с целью установления взаимосвязи между повреждениями конструктивных элементов проточной части, которые отвечают тому или иному виду неисправности и значением изменения термогазодинамических параметров рабочего тела проточной части ТРДД. Данное исследование направлено на решение обратной задачи – диагностирования двигателя по изменению вышеприведенных параметров с дальнейшей локализацией неисправности.

Проведенный анализ данных эксплуатации ряда ТРДД, таких как: Д-18Т, Д-36, АИ-25, Д-30КП/КП2 свидетельствует о неоднозначности присутствия отклонений от норм ТУ состояния поверхности лопаток компрессора и турбины, как в отдельности, так и в комплексе [2]. Забоины, загибы, сколы, лопаток рабочих колес, направляющих аппаратов компрессора приводит в первую очередь к нарушению условий обтекания, иными словами нарушается качество и геометрия обтекаемой поверхности, что в свою очередь, приводит к увеличению коэффициента потерь в лопаточных венцах ζ [1]. Аналогичная картина наблюдается и при влиянии эксплуатационных повреждений таких, как прогары, оплавление, отложение продуктов сгорания, коррозия, эрозия на конструктивные элементы турбины (сопловые аппараты, лопатки рабочих колес), при этом происходит изменение коэффициента скорости обтекания φ [1].

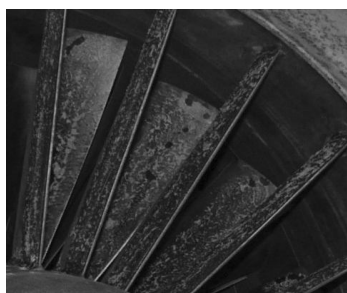
Таким образом, появление шероховатости приводит к увеличению профильных потерь в лопаточных машинах. В связи с этим, при проведении натурного эксперимента смоделированы следующие несоответствия состояния поверхности лопаток нормам ТУ: шероховатость лопаток входного направляющего аппарата (ВНА), шероховатость лопаток 1-ой ступени компрессора низкого давления (КНД), шероховатость лопаток турбины низкого давления (ТНД). Для такого двигателя как Д-30КП/КП2 характерной неисправно-

стью касательно конструктивных элементов проточной части является прогар жаровых труб камеры сгорания, прогар, оплавление лопаток сопловых аппаратов и лопаток 1-й ступени турбины высокого давления, вследствие неравномерности поля температур, вызванной закоксованностью топливных форсунок, поэтому при стендовых исследованиях данный вид неисправности имитировался путем постановки заглушки на топливный коллектор одной из форсунок, тем самым полностью исключив подачу топлива. При проведении натурного эксперимента был учтен низкий уровень эксплуатационной технологичности и контролепригодности ГТД АИ-25. Методика данных стендовых исследований основывалась на опыте проведения нескольких аналогичных экспериментов [1]. Шероховатость создавалась следующим образом. Калиброванный корунд смешивался с различными склеивающими материалами. Для "холодной части" использовался клей ПВА. Выбор этого клея обусловлен, в первую очередь, приемлемыми физико-химическими свойствами, что было подтверждено предварительными гонками двигателя, а также дешевизной, однако при повышенной влажности использовался другой материал. Образованная корундом и клеем смесь, при помощи малярной кисти наносилась на спинку всех лопаток рабочего колеса (РК) КНД и лопатки ВНА (рис. 1). В "горячей части" ГТД, в частности, при моделировании шероховатости ТНД использовался силикатный клей. Создаваемая суспензия наносилась аналогичным образом на спинку лопаток соплового аппарата (СА) и корытце лопаток (РК) 2-ой ступени турбины. При этом количество лопаток, подвергаемых покрытию равно двенадцати штукам. Затем покрытие удалялось при помощи водного раствора.

Основное преимущество данного подхода в отличие от химического или механического способов изменения состояния поверхности, заключается в многократности получения шероховатости. Закоксованность рабочей топливной форсунки осуществлялась путем постановки заглушек на распределительный топливный коллектор и непосредственно на патрубок форсунки.



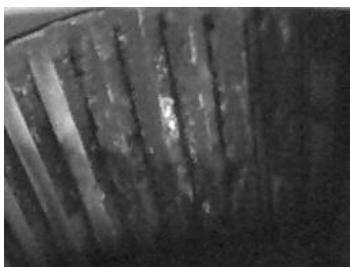
а



б



в



г

Рис. 1. Моделирование неисправности и повреждения конструктивных элементов проточной части ТРДД:

а – повреждение лопаток ВНА; б – повреждение лопаток КНД; в – закоксованность топливной форсунки; г – повреждение лопаток ТНД

Планирование эксперимента и формирование выборки

Основной задачей при исследовании является установление взаимосвязей влияния совместных неисправностей различных узлов на изменение диагностических признаков, их качественное и количественное отклонение. Для этого при планировании эксперимента было определено количество

уровней влияния N равное двум: наличие шероховатости и её отсутствие. Количество варьируемых при этом факторов – 4: x_1 – шероховатость лопаток ВНА, x_2 – шероховатость лопаток 1-ой ступени КНД, x_3 – закоксованность рабочей топливной форсунки, x_4 – шероховатость лопаток 2-ой ступени ТНД. В итоге получаем матрицу планирования полного факторного эксперимента вида $N=2^k$, где k – количество проводимых экспериментов [12] (табл. 1).

Таблица 1

Матрица планирования эксперимента

Номер опыта	Шероховатость лопаток ВНА	Шероховатость лопаток 1-й ст. КНД	Закоксованность топливной форсунки	Шероховатость лопаток 2-й ст. ТНД
	(x_1)	(x_2)	(x_3)	(x_4)
1	-	-	-	-
2	+	-	-	-
3	-	+	-	-
4	-	-	+	-
5	-	-	-	+
6	+	+	-	-
7	+	-	+	-
8	+	-	-	+
9	-	+	+	-
10	-	+	-	+
11	-	-	+	+
12	+	+	+	-
13	+	+	-	+
14	+	-	+	+
15	-	+	+	+
16	+	+	+	+

Таким образом, построен полный факторный эксперимент 2^4 . Он состоит из шестнадцати опытов и включает все возможные комбинации уровней четырех факторов. Известно, что для большинства электрических измерительных приборов характерен предварительный прогрев, как приемников, так и указателей [13]. Этот процесс необходим для повышения точности измерения. Учитывая особенности двигателя, а именно: изменение осевых и радиальных зазоров меньший запас газодинамической устойчивости ΔK_y в сравнении со среднестатистическим ГТД, большую наработку, а также характер изменения теплофизических свойств воздуха на рис. 2. представлен типовой график проведения эксперимента.

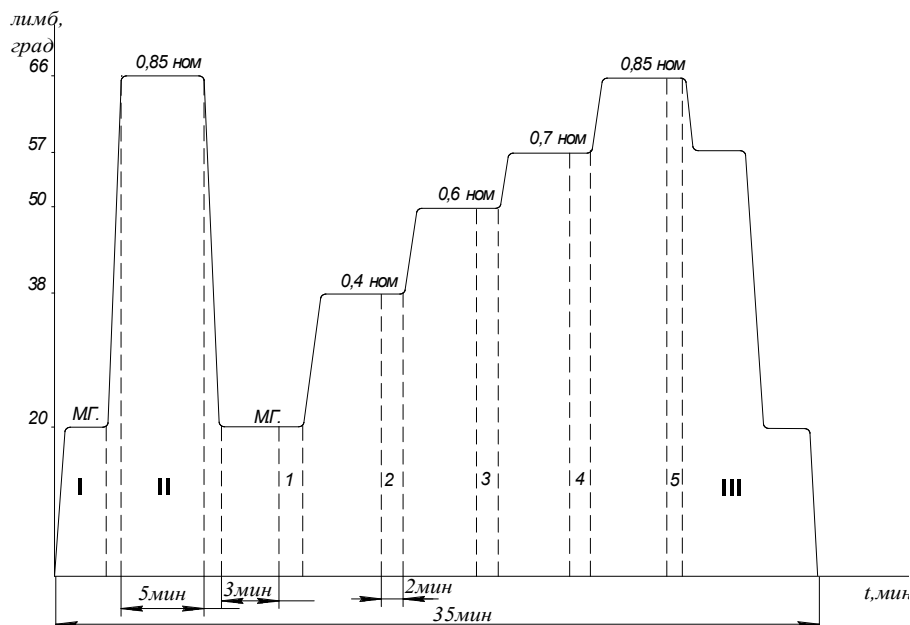


Рис. 2. График работы ТРДД газодинамического стенда при проведении исследования:
1-5 – зоны измерения параметров;
| – период предварительного прогрева, || – период прогрева,
||| – период уборки газа, предварительного охлаждения и останов двигателя

На каждом стационарном режиме работы ТРДД проводилось измерение параметров атмосферного воздуха (температуры, давления), и следующих параметров двигателя:

- $n_{вд}$ – обороты РВД в процентах;
- $n_{нд}$ – обороты РНД в процентах;
- $T_{кв}^*$ – температура за КВД в градусах С;
- T_m^* – температура за ТНД в градусах С;
- $T_{кн}^*$ – температура за КНД в градусах С;
- $P_{кн}^*$ – избыточное давление за КНД в кг/см²;
- $P_{кв}^*$ – избыточное давление за КВД в кг/см²;
- P_m^* – избыточное давление за ТНД в Па;

$P_{с2}^*$ – избыточное давление на срезе сопла наружного контура в кг/см²;

$G_{т.пр}$ – часовой приведенный расход топлива в кг;

P – тяга двигателя в Н.

Для каждого из шестнадцати состояний (табл.1) было проведено по несколько опытов, где фиксировались отмеченные параметры (табл. 2). По этим данным на всех режимах рассчитывались их числовые характеристики: математические ожидания, дисперсии и диапазон варьирования (табл. 3) и приведенные параметры (табл. 4), и далее используя математическую модель двигателя определялись диагностические параметры. Из всех режимов наиболее ценным для распознавания состояний был режим 0,85 ном.

Таблица 2

Анализируемые выборки значений измеряемых параметров (режим 0,85 ном.)

Номер выборки	$n_{вд}$, об/мин	$n_{нд}$, об/мин	$T_{кн}^*$, К	$T_{кв}^*$, К	$T_{т}^*$, К	$P_{кн}^*$, Па	$P_{кв}^*$, Па	$P_{т}^*$, Па	P , кг	$G_{т}$, л/ч	f , Гц
1	14190	8686,6	330	607,5	735	149340	539320	123442	974,03	600	3699
2	14112	8686,6	327	606	734	148770	536800	123419	951,58	600	3692
3	14262	8751,6	327	604	731	148870	539400	123443	954,76	620	3693
4	14282	8761	329	603	731	149165	539370	123446	951,58	580	3692

Таблица 3

Значение метрологических характеристик (режим 0,85 ном.)

Хар-ка	Измеряемые параметры										
	$n_{вд},$ об/мин	$n_{нд},$ об/мин	$T_{кн}^*,$ К	$T_{кв}^*,$ К	$T_{т}^*,$ К	$P_{кн}^*,$ Па	$P_{кв}^*,$ Па	$P_{т}^*,$ Па	$P,$ кг	$G_m,$ л/ч	$f,$ Гц
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\bar{x}_i$	14212	8721,1	328,25	605,13	733,25	149040	538720	123440	957,99	600,33	3694
S	138,02	71,561	2,5923	3,6543	2,5155	471,62	2333,4	22,884	20,087	24,884	6,2643
$D[\bar{x}]$	4045,7	1087,5	1,42,71	2,8359	1,3438	47236	1,156·10 ⁶	111,21	85,689	131,5	8,3333
$S_{o\Delta}$	124,68	64,226	2,306	3,3207	2,0272	426,65	2123,8	20,911	18,443	20,552	5,7518
ε_i	400	205	7	11	6	1357	6757	65	60	65,397	18

Таблица 4

Исходное нормальное (бездефектное) состояние $P_h=736$ мм рт.ст.=98882 Па; $T_h=15^\circ\text{C}=288\text{K}$

№ п/п	Пар-тр	Ед. изм.	Значение параметра	Режим работы двигателя				
				М.Г.	0,4 ном.	0,6 ном.	0,7 ном.	0,85 ном.
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	$n_{нд}$	об/мин	измеренное	3792	6268,6	7560,3	8058	8686,6
			прив. к САУ	3792	6268,6	7560,3	8058	8721,6
2	$n_{вд}$	об/мин	измеренное	9572,3	13005	14177	14656	15167
			прив. к САУ	9410,3	12545	13492	13839	14112
3	P	Н	измеренное	162,47	429,83	661,21	769,28	957,94
4	τ	сек	измеренное	66	56	42	34	30
5	$\Delta P_{кн}^*$	Па	измеренное	8104	21780	33429	37988	46598
			прив. к САУ	8302,2	22312	34247	38917	47738
6	$T_{кн}^*$	К	измеренное	298	309,5	318	323	327
			прив. к САУ	298	309,5	318	321,5	327
7	$\Delta P_{кв}^*$	Па	измеренное	88131	2,34·10 ⁵	3,31·10 ⁵	3,67·10 ⁵	4,27·10 ⁵
			прив. к САУ	90286	2,39·10 ⁵	3,39·10 ⁵	3,76·10 ⁵	4,37·10 ⁵
8	$T_{кв}^*$	К	измеренное	388	478	528	558	606
			прив. к САУ	388	478	528	558	606
9	$\Delta P_{т}^*$	Па	измеренное	3038	9065	14749	16964	21609
			прив. к САУ	3112,3	9286,7	15110	17379	22137
10	$T_{т}^*$	К	измеренное	700	666	698	718	734
			прив. к САУ	700	666	698	718	734
11	$\Delta P_{с2}^*$	Па	измеренное	2431,2	8104	12156	14182	17728
			прив. к САУ	2490,7	8302,2	12453	14529	18161

В качестве диагностических признаков (факторов), наиболее полно отражающих техническое состояние двигателя, предлагается использовать параметры:

$\pi_{кнд}^*$ – степень повышения давления за КНД;

$\pi_{квд}^*$ – степень повышения давления за КВД;

$\eta_{кнд}^*$ – к.п.д. КНД;

$\eta_{квд}^*$ – к.п.д. КВД;

S – скольжение роторов;

$G_{в,пр}$ – приведенный расход воздуха во внутреннем контуре;

$G_{\Sigma,пр}$ – приведенный суммарный расход воздуха;

$\pi_{тнд}^*$ – степень понижения давления за ТНД;

$\pi_{твд}^*$ – степень понижения давления за ТВД;

$\eta_{тнд}^*$ – к.п.д. ТНД;

$\eta_{твд}^*$ – к.п.д. ТВД;

$C_{уд,пр}$ – удельный приведенный расход топлива;

$P_{уд,пр}$ – удельная приведенная тяга двигателя;

$\eta_{г}^*$ – к.п.д. горения.

Исходные данные (выборки) для задач классификации формировались на основе этих параметров для каждого состояния в следующей последовательности и количестве:

60 точек – нормальное состояние;
 20 – шероховатость ВНА;
 20 – шероховатость КНД;
 20 – заглушена форсунка;
 20 – шероховатость ТНД;
 20 – шероховатость ВНА и КНД;
 20 – шероховатость ВНА и заглушена форсунка;
 20 – шероховатость ТНД и ВНА;
 20 – шероховатость КНД и заглушена форсунка;
 20 – шероховатость КНД и ТНД;
 20 – шероховатость ТНД и заглушена форсунка;
 20 – шероховатость ВНА, КНД и заглушена форсунка;
 20 – шероховатость КНД, ТНД и ВНА;
 20 – шероховатость ТНД, ВНА и заглушена форсунка;
 20 – шероховатость КНД, ТНД и заглушена форсунка;
 20 – шероховатость КНД, ТНД, ВНА и заглуше-
 на форсунка.

Результатом проведения модельного эксперимента являются две выборки обучающая и проверочная – матрицы размером 360 на 14. Обучающая строится на основе полученных математических ожиданий и дисперсий отмеченных параметров, а проверочная имеет в два раза увеличенную дисперсию, что позволяет оценить эффективность полученных результатов.

Методы решения задач классификации

Для решения задачи классификации по четырнадцати признакам применялись классические методы распознавания образов – кластерного анализа, ближайшего соседа, минимизации риска, дискриминантного анализа, а также многослойные (двух, трех и четырехслойные) нейронные сети (МНС) [4 – 7, 9 – 11]. Для распознавания состояния двигателя на основе нейросетевой классификации использовался модуль Neural Toolbox пакета Matlab 7.01.

При распознавании двухслойной нейронной сетью, первый слой содержал 17, а второй - 16 нейронов по количеству возможных состояний. Отмечен-

ное число нейронов первого слоя является оптимальным для этой задачи по критерию качество-время обучения сети.

Все нейроны первого и(или) второго слоев имели функцию активации tansig :

$$\Psi(x) = \frac{2}{1 + e^{(-2x)}} - 1,$$

или – сигмоидную функцию активации logsig :

$$\Psi(x) = \frac{1}{1 + e^{-x}}.$$

Для обучения МНС применялись градиентные алгоритмы, наиболее быстрыми среди которых является алгоритм Левенберга-Марквардта и алгоритм регуляризации Bayesia. В качестве цели обучения была задана среднеквадратическая ошибка 0,05 и максимальное количество циклов обучения – 200. Хорошими показателями сходимости по временному критерию обладает также алгоритм обратного распространения ошибки, при максимальном числе циклов обучения – 10000.

Основным вычислительным элементом многослойной НС является нейрон. Он выполняет параметрическое нелинейное преобразование входного вектора x в скалярную величину y . Нейроны образуют сеть, которая характеризуется следующими параметрами и свойствами: M – число слоев сети, N_μ – число нейронов μ -го слоя, связи между нейронами в слое отсутствуют. Выходы нейронов μ -го слоя, $\mu = 1, 2, \dots, M-1$ поступают на входы нейронов только следующего $\mu + 1$ -го слоя. Внешний векторный сигнал x поступает на входы нейронов только первого слоя, выходы нейронов последнего M -го слоя образуют вектор выходов сети $y^{(M)}$. Каждый i -й нейрон μ -го слоя (μ_i -й нейрон) преобразует входной вектор $x^{(\mu,i)}$ в выходную скалярную величину $y^{(\mu,i)}$:

$$y^{(\mu,i)} = \Psi \left(w_0^{(\mu,i)} + \sum_{j=1}^N w_j^{(\mu,i)} x_j^{(\mu,i)} \right),$$

где $w^{(\mu,i)} = (w_0^{(\mu,i)}, w_1^{(\mu,i)}, \dots, w_N^{(\mu,i)})^T$ – вектор весовых коэффициентов нейрона; $x_j^{(\mu,i)}$ – j -я компонента N -мерного входного вектора $x^{(\mu,i)}$; $\Psi(x)$ – функция активации.

Процесс обучения сети по алгоритму Левенберга-Марквардта, осуществляется в результате минимизации целевой функции – некоторого критерия качества $F(w)$, который характеризует интегральную меру близости выходов сети $y^{(M)}(k)$ и указаний учителя $y^*(k)$:

$$F(w) = \frac{1}{k} \sum_{m=1}^k Q(\varepsilon(w, m)), \quad (1)$$

где k – номер текущего цикла обучения НС, $m = 1, 2, \dots, k-1$ – номера предыдущих циклов обучения НС, w – составной вектор-столбец весовых коэффициентов сети, составляющими которого являются вектор-столбцы:

$$w^{(\mu)} = (w^{(\mu,1)T}, w^{(\mu,2)T}, \dots, w^{(\mu, N_\mu)T})^T,$$

где (μ, i) – i -й нейрон каждого слоя $\mu = M, M-1, \dots, 1$, M – число слоев сети.

Мгновенный критерий качества $Q(\varepsilon(w, k))$, входящий в интегральный критерий качества $F(w)$, зависит от вектора ошибки сети $Q(\varepsilon(w, m))$: $\varepsilon(w, m) = y^{(M)}(m) - y^*(m)$ и часто имеет вид квадратичной формы:

$$Q(\varepsilon(w, m)) = \varepsilon^T(w, m) \cdot R \cdot \varepsilon(w, m),$$

где R – положительно определенная матрица.

Градиентные методы обучения МНС основаны на использовании градиента целевой функции (1). Эти методы носят итеративный характер, так как компоненты градиента являются, в общем случае, нелинейными функциями. Обозначим текущий градиент

$$g = \frac{\partial Q}{\partial w}.$$

Тогда процесс обучения МНС будет основан на итерационной процедуре, реализуемой в соот-

ветствии с формулой: $w_{k+1} = w_k + \alpha_k \varphi(w_k)$, где w_k, w_{k+1} – текущее и новое приближения значений весов и порогов НС к оптимальному решению, соответственно, α_k – шаг сходимости, $\varphi(w_k)$ – направление поиска в N -мерном пространстве весов. Способ определения $\varphi(w_k)$ и α_k на каждой итерации зависит от особенностей конкретного метода.

Для каждого входного вектора x из обучающего множества должен быть определен вектор желаемых выходов сети y^* . Если обучаемая МНС используется в качестве классификатора состояний двигателя – одного нормального и 15 дефектных, то выходами могут быть обычные порядковые номера состояний: 1 – нормальное, 2÷15 –дефектные.

Алгоритм Левенберга-Марквардта требует наличия информации о значениях вторых производных целевой функции. Алгоритм может обучать НС пока ее веса, входы и функции активации имеют производные. В алгоритме Левенберга-Марквардта используется алгоритм обратного распространения ошибки для вычисления якобиана J целевой функции относительно весов и порогов сети. Каждый вес и порог изменяются в соответствии с корректирующим правилом, которое в матричной форме имеет вид:

$$H = J^T J, \quad g = J^T \varepsilon, \quad w_{k+1} = w_k - [H_k + \eta E]^{-1} g_k$$

где H – гессиян, J – якобиан, g_k – текущий градиент, w_k, w_{k+1} – текущее и новые значения вектора весов и порогов нейронной сети, ε – вектор ошибок, η – скаляр, E – единичная матрица.

Адаптивное значение η увеличивается в η^+ раз до тех пор, пока значение целевой функции не уменьшится. После чего изменения вносятся в сеть и η уменьшается в η^- раз.

Алгоритм Левенберга-Марквардта имеет вид:

Шаг 1. Инициализация: задаются начальные значения параметров сети и алгоритма обучения, а также граничные значения параметров окончания работы алгоритма.

Счетчик числа циклов обучения $k = 1$.

Шаг 2. Проверка сходимости и условий окончания обучения. Если сходимость достигнута, $k > Epochs$ или обучение должно быть прекращено – окончание работы.

Шаг 3. Если $\eta \leq \eta_{max}$, то переход к шагу 4, иначе к шагу 7.

Шаг 4. Вычислить значение ошибки и скорректировать соответствующими образом веса и пороги сети:

$$H = J^T J, \quad g = J^T \varepsilon, \quad w_{k+1} = w_k - [H_k + \eta E]^{-1} g_k.$$

Шаг 5. Вычислить новое значение целевой функции. Если оно меньше текущего, то вернуть прежние параметры сети, изменить η : $\eta = \eta \eta^-$ и выйти из цикла, иначе зафиксировать параметры сети и изменить η : $\eta = \eta \eta^+$.

Шаг 6. Переход к шагу 4.

Шаг 7. $k = k + 1$.

Шаг 8. Переход к шагу 2.

Результаты эксперимента

Модельные эксперименты показали, что НС успешно решают задачу классификации состояния авиационного двигателя, обеспечивая при этом достаточно высокую надежность классификации не только для данных обучающей но и для проверочной выборкам при сравнительно небольшом времени обучения. Применение предлагаемого подхода открывает новые возможности в разработке методов ранней безразборной диагностики распознаваемых дефектов узлов авиационных двигателей с использованием компьютерных систем сбора и обработки данных.

Исходными данными предъявляемыми для обучения и последующей проверки нейронной сети являются две матрицы приведенные соответственно на рис. 3 и рис. 4, где показаны графики параметров. В табл. 5 приводятся минимальное и максимальное значение каждого фактора обучающей и проверочной выборок. На рис. 6 приводятся результаты распознавания обучающей и проверочной выборок.

Согласно первому рисунку все точки обучающей выборки предъявляемые к распознаванию классифицируются правильно так как лежат на соответствующих уровнях. На проверочной выборке неправильно классифицируется только четыре точки. Положительные результаты являются следствием хорошей разнесенности точек в пространстве состояний, удачного выбора метода распознавания и параметров сети, что видно на графике о ходе процесса распознавания (рис. 5), где ошибка классификации уменьшилась за 103 итерации почти на пять порядков. На рис. 7 и 8 приводятся результаты распознавания по обучающей и проверочной выборкам методами распознавания образов: кластерного анализа (с наилучшим критерием (мерой) – Махаланобиса), ближайшего соседа, минимизации риска и дискриминантного анализа. Лучшие результаты дают два последних метода. По качеству распознавания они близки к методам классификации на основе нейронных сетей, а по временным критериям их превосходят. То, что каждый метод имеет свои ошибки классификации, подтверждает необходимость комплексного подхода к решению задачи распознавания.

Предложенные 14 диагностических признаков имеют различный уровень информативности, некоторые сильно коррелированы между собой. Так наибольшие коэффициенты парной корреляции между признаками равны:

$$r(\eta_{тнд}^*, \pi_{тнд}^*) = 0,9976;$$

$$r(\eta_{твд}^*, \pi_{твд}^*) = 0,9988;$$

$$r(\pi_{твд}^*, \eta_{квд}^*) = 0,9739;$$

$$r(\eta_{твд}^*, \eta_{квд}^*) = 0,9736.$$

В целях уменьшения размерности модели за счет исключения малозначимых и сильно коррелирующих признаков была проведена коррекция модели. В частности, признаки $\eta_{тнд}^*$, $\eta_{твд}^*$ и $\eta_{квд}^*$ исключены, а признаки T_z – температура газов перед турбиной и T_m – температура за турбиной введены в модель.

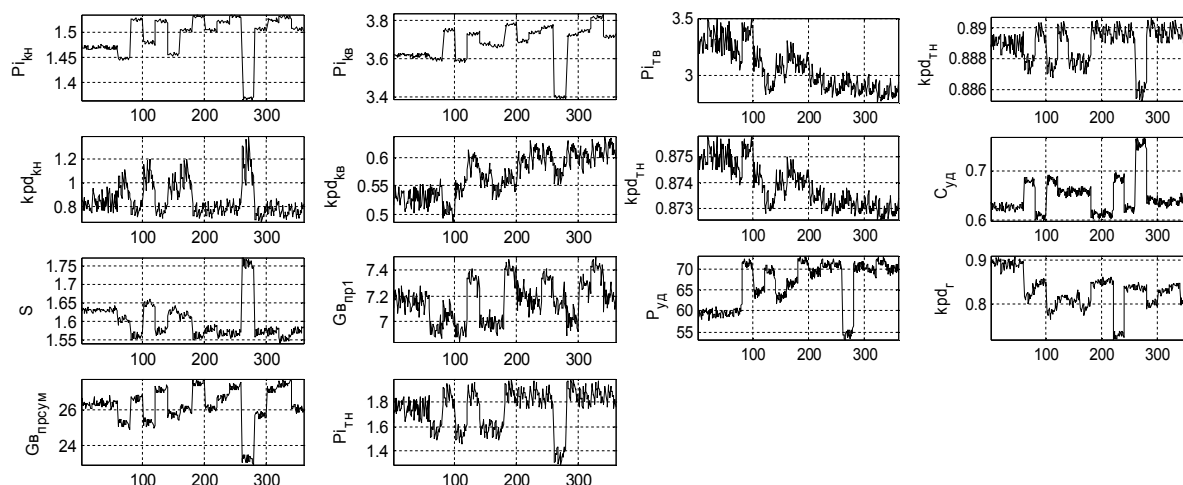


Рис. 3. Обучающая выборка:
1 блок-60 точек – нормальное состояние;
2-16 блоки по 20 точек – дефектные состояния согласно табл. 1

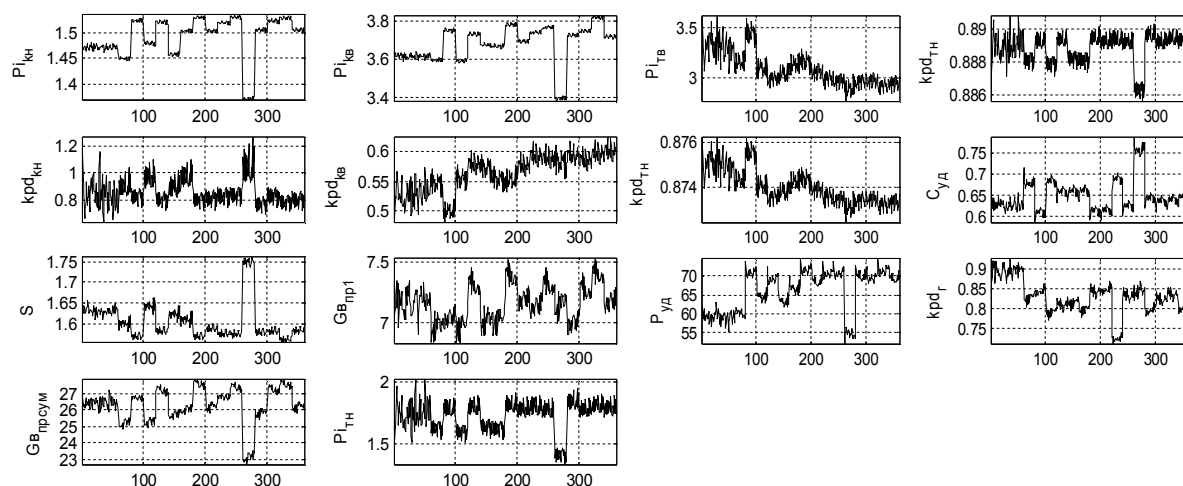


Рис. 4. Проверочная выборка:
1 блок-60 точек – нормальное состояние;
2-16 блоки по 20 точек – дефектные состояния согласно табл. 1

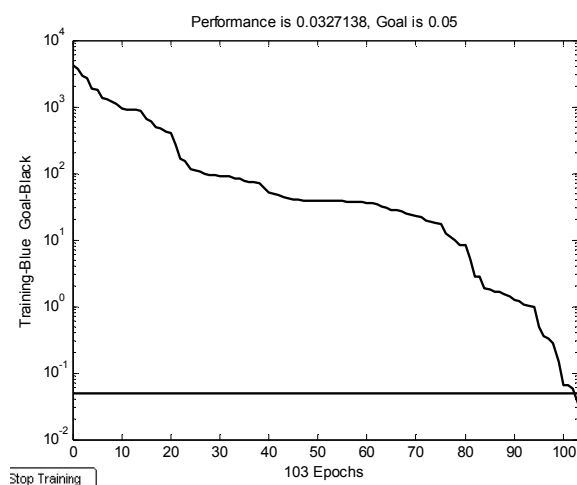


Рис. 5. Ход процесса обучения НС

Таблица 5

Минимальное – максимальное значение фактора

Фактор	Обучающая выборка		Проверочная выборка	
x1	1,3656	1,5365	1,3633	1,5388
x2	3,3780	3,8303	3,3789	3,8291
x3	0,6646	1,3982	0,6168	1,4631
x4	0,4885	0,6360	0,4947	0,6343
x5	1,5411	1,7734	1,5359	1,7812
x6	6,7975	7,5161	6,8201	7,5253
x7	22,8404	27,8252	22,5851	27,9777
x8	1,2985	1,9847	1,2816	2,0482
x9	2,7563	3,5533	2,7618	3,4977
x10	0,8853	0,8906	0,8851	0,8910
x11	0,8724	0,8760	0,8724	0,8758
x12	0,5975	0,7717	0,5896	0,7831
x13	52,8594	73,6509	52,8218	74,1349
x14	0,7118	0,9339	0,7078	0,9464

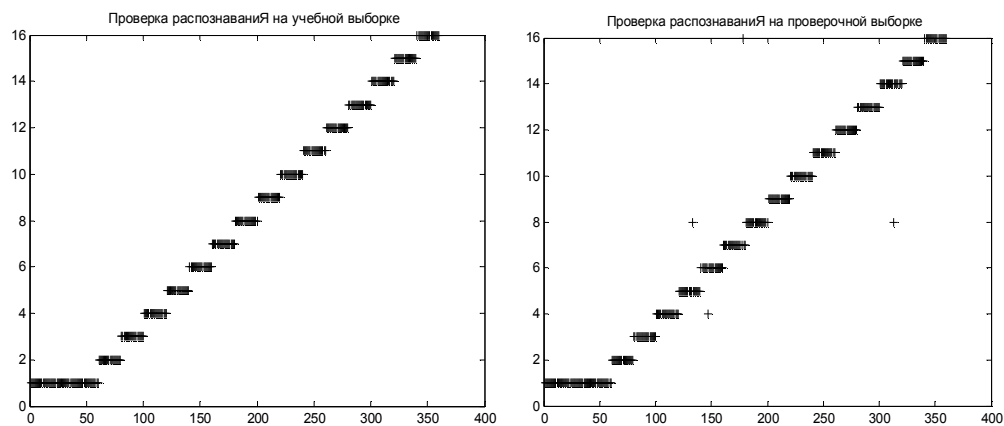


Рис. 6. Результаты распознавания обучающей и проверочной выборки нейросетевыми методами

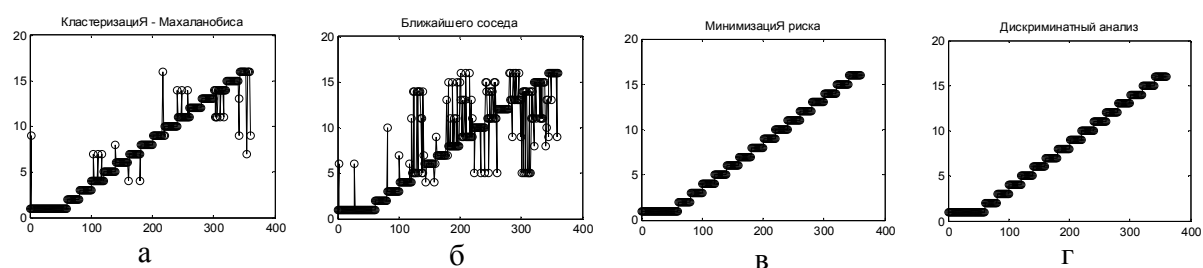
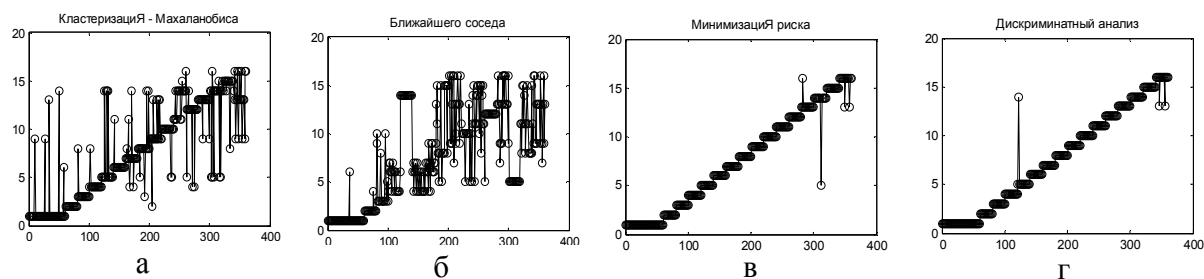
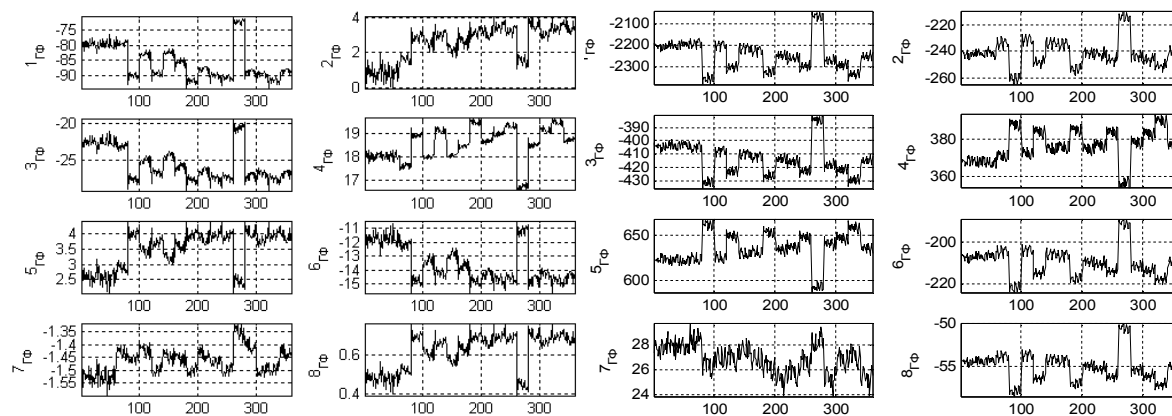
Рис. 7. Результаты распознавания обучающей выборки методами распознавания образов:
а – кластеризации, б – ближайшего соседа, в – минимизации риска, г – дискриминантного анализаРис. 8. Результаты распознавания проверочной выборки методами распознавания образов:
а – кластеризации, б – ближайшего соседа, в – минимизации риска, г – дискриминантного анализа

Рис. 9. Обучающие выборки для главных факторов

Для выявления малозначимых признаков кроме критериев парной корреляции, модуля коэффициента корреляции, оценок значимости признаков на основе МНС можно использовать методы факторного анализа. Но основной задачей факторного анализа является регулирования количества значимых признаков. Главные факторы, которые являются линейной комбинацией исходных параметров:

$$F_j = \sum_{i=1}^n \alpha_{ji} X_i; \quad \sum_{i=1}^n \alpha_{ji}^2 = 1, \quad j = \overline{1, n},$$

где α_{ji} – косинус угла между j -й осью и i -м признаком, линейно независимы и априорно включены в модель в порядке их значимости. Метод получения направлений главных осей основывается на нахождении собственных чисел и векторов корреляционной матрицы R : $RF = \lambda F$.

На рис. 9 приводятся две оптимальных по числу главных факторов обучающих выборки из 8-ми главных факторов, обеспечивающих сохранение дисперсий не ниже 0,999. Первая получена на основе 14 исходных параметров, во вторую вместо отмеченных коэффициентов потерь включены температуры T_2 и T_m . На рис. 10 – результаты распознавания обучающей и проверочной выборки классическими методами распознавания образов. В заключение отметим, что основе анализа обратной матрицы факторов первым двум главным факторам можно

придать ясный физический смысл – первый характеризует влияние контура низкого, второй – высокого давления.

Заключение

Таким образом, при идентификации технического состояния конструктивных узлов проточной части ТРДД по параметрам, зарегистрированным на установившемся режиме, успешно решена задача распознавания образов (портрета состояния объекта диагностирования) по экспериментальным данным. Разработана методика распознавания состояния двигателя на основе нейронных сетей и классических методов распознавания образов с использованием методов факторного анализа. При проведении модельного эксперимента и классификации состояния ГТД определено необходимое и достаточное количество диагностических признаков (главных факторов). Определены параметры двухслойной НС и методы распознавания образов (минимизации риска и дискриминантного анализа), которые позволяют с достаточно большой точностью, определить техническое состояние конструктивных элементов проточной части ГТД с точность диагностирования до узла. Предлагаемый подход открывает новые перспективы в области параметрической диагностики авиационных газотурбинных двигателей.

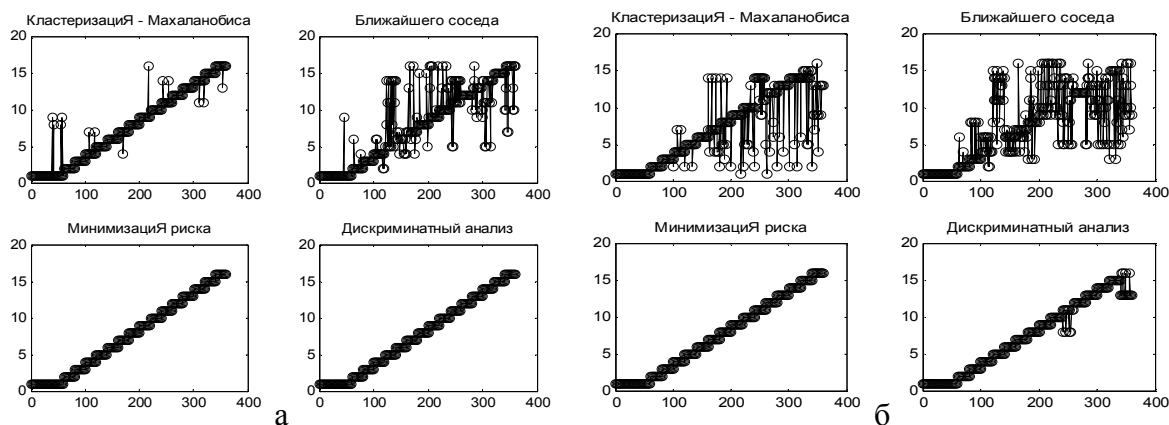


Рис. 10. Результаты распознавания для 8-ми ГФ по:
а – обучающей и б – проверочной выборках методами распознавания образов кластеризации, ближайшего соседа, минимизации риска и дискриминантного анализа

Литература

1. Дмитриев С.А. Диагностирование проточной части ГТД на установившихся и неуставившихся режимах работы: Автореф. дис.... д-ра техн. наук. – К.: КМУГА, 1996. – 30 с.
2. Попов О.В. Исследование динамических характеристик ТРДД с перемежающимися неисправностями проточной части на установившихся режимах его работы // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Наук.-техн. журн.* – 2007. – № 2/38. – С. 63-67.
3. Епифанов С.В., Кузнецов Б.И., Богаенко И.М. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей. – К.: Техника, 1998. – 312 с.
4. Кучер О.Г., Якушенко О.С., Сухоруков В.Ю. Розпізнавання технічного стану авіаційних ГТД з використанням нейронних мереж // *Вісник двигунобудування: Наук.-техн. журн.* – 2002. – № 2. – С. 101-106.
5. Фомин А.Я., Тарловский Г.Р. Статистическая теория распознавания образов. – М.: Радио и связь, 1986. – 388 с.
6. Эдуард А. Патрик. Основы теории распознавания образов / Пер. с англ.; Под ред. Б.Р. Левина. – М.: Сов. радио, 1980. – 408 с.
7. Интеллектуальные средства диагностики и прогнозирования надежности авиадвигателей / В.И. Дубровин, С.А. Субботин, А.В. Богуслаев, В.К. Яценко: Монография. – Запорожье: ОАО “Мотор-Сич”, 2003. – 279 с.
8. Верхаген К., Дёйн Р., Грун Ф. Распознавание образов. Состояние и перспективы / Пер. с англ. Н.Г. Гуревич; Под ред. И.Б. Гуревич. – М.: Радио и связь, 1985. – 104 с.
9. Горбань А.Н., Дунин-Барковский В.Л., Кирдин А.Н. Нейроинформатика. – Новосибирск: Наука, СО РАН, 1998. – 296 с.
10. Уоссермен Ф. Нейрокомпьютерная техника: теория и практика. – М.: Мир, 1992. – 127 с.
11. Жернаков С.В. Активная экспертная система испытаний авиационных двигателей // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. Наук. праць.* – Х.: ХАИ, 2001. – Вип. 26. Теплові двигуни та енергоустановки. – С. 168-173.
12. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
13. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы: Учебник для вузов. – М.: Энергия, 1978. – 704 с.

Поступила в редакцію 7.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, профессор В.В. Панин, Национальный авиационный университет, Киев.

УДК 621.43

Д.В. МЕШКОВ

Национальный технический университет «ХПИ», Украина

ВЛИЯНИЕ МНОГОФАЗНОГО ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА СИСТЕМОЙ COMMON RAIL НА ЭКОНОМИЧЕСКИЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

Проанализировано влияние параметров впрыскивания топлива аккумуляторной топливной системой на экономические и экологические показатели быстроходного дизеля. Рассмотрены характеристики подачи топлива: давление впрыскивания, угол опережений впрыскивания, цикловая подача: количество фаз подачи топлива и их назначение, массовое соотношение между порциями, рациональные углы подачи.

аккумуляторная топливная система, дизель, токсичность, многофазное впрыскивание, давление впрыскивания, угол опережения подачи

Введение

Мировой опыт проектирования двигателей внутреннего сгорания (ДВС) показывает, что дальнейшее совершенствование экономических и экологических показателей дизелей невозможно без применения электронных систем управления рабочим процессом. В настоящее время практически все ведущие фирмы, которые специализируются на выпуске автотракторных двигателей, ведут научные исследования по изучению и внедрению таких систем. Причем данные системы не ограничиваются управлением топливоподачей, а включают в себя также системы управления турбокомпрессором, автоматической коробкой переключения передач, системой рециркуляции отработавших газов и др. Все это входит в единую систему электронного управления, которая осуществляет комплексное управление транспортным средством на основании показаний датчиков.

Одним из направлений дальнейшего совершенствования показателей топливной аппаратуры является применение многофазного впрыскивания топлива в цилиндр ДВС, что благотворно влияет на экологические показатели двигателя и ведет к значительному снижению уровня его шума [1].

Топливные системы Common Rail (CR) появились в серийном производстве в 1997 году. Они имели такие достоинства как гибкое регулирование

давления, угла опережения впрыскивания и цикловой подачи, отличались также возможностью создания двухфазного впрыскивания [1].

Следует отметить, что в последние годы произошел значительный прогресс в технических показателях топливных форсунок системы CR: повысилось максимальное давление впрыскивания, применены быстродействующие пьезоэлектрические клапаны, увеличены фазы раздельного впрыскивания [2]. Более того, в перспективных топливных системах будет увеличено количество фаз раздельного впрыскивания с целью дальнейшего совершенствования экономических и экологических показателей дизелей [3 – 6].

1. Формулирование проблемы

Создание отечественной аккумуляторной топливной системы автотракторного дизеля невозможно без изучения закономерностей влияния параметров топливоподачи на экономические и экологические показатели быстроходных дизелей. Стоит отметить, что в то время как, вопросы влияния давления впрыскивания и угла опережения подачи являются достаточно хорошо изученными в практике отечественного двигателестроения, вопросы, касающиеся изучения многофазного впрыскивания топлива в цилиндр ДВС, только начинают активно

исследоваться. Организации КП «ХКБД», НТУ «ХПИ», ХНАДУ и др. интенсивно занимаются исследованием элементов аккумуляторных топливных систем дизелей.

В настоящий момент на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» создана оригинальная конструкция топливной форсунки для данного типа систем. В основу данной разработки положен патент Украины 9799U [7]. Особенностью данной топливной форсунки является использование в качестве исполнительного элемента силового быстродействующего пьезоэлектрического клапана. Такое решение позволяет получить приемлемое значение перемещения исполнительного элемента при малых затратах электрической энергии и относительной простоте конструкции. Дополнительными достоинствами предложенного решения являются относительно низкая стоимость изготовления системы и простота переоснащения как уже эксплуатирующихся двигателей, так и вновь выпускаемых.

Исходя из вышеизложенного, целью работы является определение предварительных значений параметров топливоподачи перспективной топливной системы.

2. Влияние параметров топливной аппаратуры на показатели автотракторного дизеля

Основными параметрами, характеризующими процесс впрыскивания являются давление, угол опережения впрыскивания, характеристики многофазного впрыскивания, тонкость распыливания и распределение топлива в камере сгорания, момент начала сгорания, цикловая подача топлива в зависимости от угла поворота коленчатого вала и нагрузки на двигатель.

Качество подготовки смеси в цилиндре двигателя существенно влияет на удельный эффективный расход топлива, крутящий момент, состав отработавших газов (ОГ) и уровень производимого шума [4].

2.1. Давление впрыскивания топлива. При топливоподаче потенциальная энергия давления топлива превращается в кинетическую энергию его струи. Высокий уровень давления впрыскивания

приводит к большей скорости выхода топлива из распыливающих отверстий. Чем выше относительная скорость между подаваемым топливом в цилиндр ДВС и воздухом, а также чем выше плотность воздушного заряда в камере сгорания, тем тоньше осуществляется распыл топлива. Увеличение давления впрыскивания топлива относится к числу редких факторов, с помощью которых можно добиться выполнения противоречивых задач: снижение выбросов NO_x , уменьшению жесткости сгорания, за счет снижения периода задержки воспламенения и механической нагруженности дизеля с одной стороны, и снижение расхода топлива, выбросов твердых частиц, CO , CH – с другой [1, 2].

Для обеспечения максимального крутящего момента и малой дымности ОГ при низких нагрузках уровень давления впрыскивания топлива для автотракторных дизелей должен находиться в диапазоне 80...140 МПа [4].

Однако важным является не только повышение давления впрыскивания, но и его оптимальное регулирование по режимам работы ДВС [4].

2.2. Угол опережения впрыскивания (УОВ). УОВ топлива в камеру сгорания существенно влияет на начало сгорания топливоздушная смеси и вместе с этим – на уровень выброс вредных веществ с отработавшими газами дизелей.

Положение поршня относительно ВМТ при впрыскивании оказывает влияние на смесеобразование наряду с конфигурацией впускного канала, движением воздуха в камере сгорания, его плотностью и температурой [1, 2].

Таким образом, УОВ влияет на уровень выбросов твердых частиц, продуктов неполного сгорания, оксидов азота (NO_x).

Оптимальное значение УОВ топлива меняется в зависимости от режима работы двигателя, что требует введения его регулирования [2, 4]. В поле характеристик работы автотракторного дизеля оптимальные значения начала сгорания для достижения низкого расхода топлива находятся в пределах 0...8 град. п.к.в. до ВМТ. С учетом этого факта и ограничений

по выбросам вредных веществ с отработавшими газами требуются следующие УОВ топлива [2].

Двигатели грузовых автомобилей и тракторов с непосредственным впрыскиванием топлива (без рециркуляции ОГ) для выполнения норм EURO-IV должны иметь УОВ: холостой ход – 4...12 градусов до ВМТ; полная нагрузка – от 3...6 градусов до ВМТ до 2-х градусов после ВМТ.

На холодном двигателе УОВ увеличивается на 3...10 градусов поворота коленчатого вала. Продолжительность сгорания при полной нагрузке соответствует 40...60 градусов поворота коленчатого вала.

При значительном увеличении УОВ при начале сгорания поданного топлива, увеличивается работа сжатия цикла. Затраченное на это количество тепла уменьшает индикаторный КПД двигателя и повышает расход топлива. Кроме того, повышенный уровень давлений приводит к увеличению шума работы дизеля. Смещение момента начала сгорания повышает также температуру в камере сгорания, в результате чего увеличивается выброс NO_x и уменьшается выброс CH [5]. Уменьшение УОВ способно привести к неполному сгоранию и соответственно к повышению уровня эмиссии несгоревших углеводородов CH , поскольку температура в камере сгорания двигателя быстро снижается [4].

2.3. Многофазное впрыскивание. Проектируемая опытная ТА должна иметь возможность осуществления многофазного впрыскивания. Фазы топливоподачи подразделяются: предварительное впрыскивание (ПВ), основное впрыскивание (ОВ), дополнительное впрыскивание (ДВ) и позднее дополнительное впрыскивание (ПДВ) [4]. Схематичное изображение процесса топливоподачи системой CR представлено на рис. 1.

ПВ предшествует ОВ. Во время ПВ в цилиндр подается небольшая порция топлива (1...2,5 мм³), которые при испарении и сгорании обеспечивают увеличение температуры и давления в камере сгорания, что при подаче в цилиндр основной порции топлива уменьшает период задержки воспламенения, снижает уровень шума сгорания, обеспечивает

оптимальное сгорание. Расстояние между ПВ и ОВ для легковых дизелей составляет 5...15 град. п.к.в., а для грузовых 6...12 град. п.к.в. до начала ОВ [4]. Угол начала подачи ПВ может составлять до 90 град. п.к.в. до ВМТ. Помимо этого, расстояние между ПВ и ОВ и их количественное соотношение может меняться в зависимости от режима работы дизеля, что также является оптимизационным параметром при создании перспективной ТА.

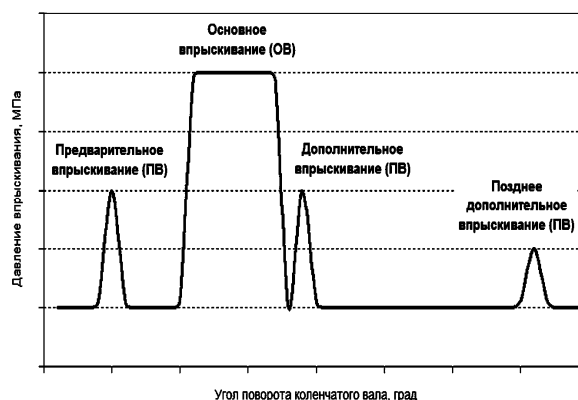


Рис. 1. Схема топливоподачи системой CR

Следует различать два режима работы дизеля, где применение ПВ преследует различные цели: на режимах частичной нагрузки для снижения шума сгорания и ограничения сажеобразования и на режимах, близких к полной нагрузке для снижения выбросов CH , снижения шума сгорания. Взаимосвязь с параметрами работы дизеля ПВ представлена в табл. 1.

Таким образом, можно выделить следующие позитивные эффекты применения ПВ:

- сокращение периода задержки воспламенения;
 - повышение среднего эффективного давления в цилиндре;
 - значительное снижение уровня шума работы дизеля за счет уменьшения величины приращения давления и снижения максимального давления цикла.
- При этом к ПВ предъявляются такие требования:
- отсутствие влияния ПВ на ОВ за счет колебаний давления в топливном аккумуляторе и соединительном трубопроводе;

– по возможности меньшая порция топлива, подаваемая во время ПВ (1...2,5 мм³).

Следует также учитывать, что чрезмерно раннее ПВ увеличивает шум сгорания, а слишком большая порция ПВ увеличивает выброс твердых частиц (ТЧ).

Таблица 1

Взаимосвязь ПВ с параметрами работы дизеля

Цикловая подача ПВ	Частичная нагрузка	Полная нагрузка
	около 1 мм ³ /цикл	до 2,5 мм ³ /цикл
Расстояние между ПВ и ОВ 20...30 град. п.к.в.	Выброс ТЧ: ↓ Шум работы: ↓ Выброс СН: ↑ Выброс СО: ↑ Выброс NO _x : ↑	Выброс ТЧ: ↓ Шум работы: ↓

ОВ оказывает значительное влияние на процесс сгорания топлива. Организация ОВ должна обеспечивать следующие параметры работы дизеля:

- достижение максимального крутящего момента;
- незначительные выбросы ВВ с ОГ;
- Возможно низкий расход топлива;
- низкий уровень шума сгорания.

Для достижения данных целей к топливной системе предъявляются следующие требования:

- обеспечение стабильности момента начала впрыскивания;
- точное дозирование цикловой подачи;
- оптимальная длительность впрыскивания;
- оптимальное распределение топлива по объему камеры сгорания дизеля.

Следует отметить, что уменьшение УОВТ ОВ снижает выброс NO_x. Так, например, слишком позднее впрыскивание увеличивает выброс СН и расход топлива. Важно отметить, что отклонение начала впрыскивания ОВ от нужной величины на 1 град. п.к.в. до 15% повышает выброс NO_x и СН.

ДВ осуществляется через 1...5 град. п.к.в. после завершения ОВ, что происходит при еще продолжающемся сгорании топлива в цилиндре (до 200 град. п.к.в. после ВМТ). Обычно ДВ выполняется через 120...180 град. п.к.в. после ВМТ. При этом сжигаются частицы образовавшейся сажи, что приводит к уменьшению ее выбросов на 20...70% [4].

Топливо, подаваемое во время ПДВ, применяется как восстановитель для действия нейтрализатора NO_x, либо же для увеличения температуры ОГ для регенерации твердых частиц в сажевом фильтре [8]. Осуществляется ПДВ во время рабочего хода или выпуска через 90...180 град. п.к.в. по окончании ОВ. Топливо, поданное за ПДВ в цилиндр ДВС не сгорает, а испаряется под воздействием высокой температуры и выбрасывается с ОГ. Газообразная смесь из ОГ и испаренного топлива направляется в нейтрализатор NO_x, где топливо служит восстановителем этих оксидов. Недостатком данного мероприятия является то, что топливо, подаваемое во время ПДВ, может приводить к разжижению моторного масла.

При осуществлении ПДВ должен быть достигнут компромисс между процессами испарения и сгорания топлива, а именно:

- в случае слишком раннего ПДВ после ОВ, топливо частично сгорает, чем значительно ухудшаются экологические показатели двигателя;
- в случае если расстояние между ОВ и ПДВ слишком велико, то температура в цилиндре двигателя недостаточна для испарения топлива и система каталитической нейтрализации ОГ не работает.

Требования к ПДВ:

- точное дозирование топлива;
- суммирование подачи из нескольких отдельных впрыскиваний на отдельных рабочих тактах;
- обеспечение момента впрыскивания, таким образом, чтобы топливо было хорошо подготовлено для работы в катализаторе, но не сгорало в цилиндре.

3. Давление топлива в аккумуляторе

Давление топлива в аккумуляторе в системах СР является оптимизационным параметром. Данный параметр оказывает влияние на следующие характеристики дизеля: шум сгорания; выброс твердых частиц; выброс СН и NO_x.

В табл. 2 показано влияние давления топлива в аккумуляторе на перечисленные характеристики.

Таблица 2

Влияние давления топлива в аккумуляторе на характеристики дизеля

Цикловая подача ПВ	Повышение давления топлива в аккумуляторе	Понижение давления топлива в аккумуляторе
Выброс NO_x	↑	↓
Выброс CH	↓	↑
Выброс $ТЧ$	↓	↑
Шум работы	↑	↓

Следует отметить, что ведущие мировые производители ТА, такие как Robert Bosch GmbH и Siemens AG, пошли по пути дальнейшего увеличения фаз впрыскивания топлива. Так в последних образцах ТА фирмы Bosch реализовано до 10 отдельных фаз впрыскивания [6]. Декларируется, что данное мероприятие позволяет добиться снижения вредных выбросов на 15...20%. Помимо этого ОВ может быть выполнено следующим образом: ступенчатое повышением давления при интенсификации топливоподачи, либо с пологим началом впрыскивания, крутой основной фазой и резким окончанием подачи [1].

Заключение

По результатам проведенной работы можно сделать следующие выводы:

1. Давление впрыскивания топлива в цилиндр ДВС должно находиться в пределах 80...140 МПа.
2. Значение УОВТ должно составлять: холостой ход – 4...12 град. до ВМТ; полная нагрузка – от 3...6 град. до ВМТ до 2-х град. после ВМТ.
3. При запуске холодного двигателя необходимо увеличивать УОВТ на 3...10 град. п.к.в.
4. Показана необходимость таких мероприятий как предварительное, дополнительное и позднее дополнительное впрыскивание.
5. Предварительное впрыскивание топлива должно происходить за 6...12 град. п.к.в. до начала основного впрыскивания (до 90 град. п.к.в. до ВМТ).
6. Для снижения выбросов сажи осуществляется дополнительное впрыскивание через 1...5 град. п.к.в. после завершения основного впрыскивания.

7. Для улучшения работы нейтрализатора ОГ, через 90...180 град. п.к.в. по окончании основного впрыскивания, осуществляется позднее дополнительное впрыскивание.

Литература

1. Иващенко Н.А., Вагнер В.А., Грехов Л.В. Дизельные топливные системы с электронным управлением. – Барнаул: АлтГТУ, 2000. – 111 с.
2. Robert Bosch GmbH. Dieselmotor-Management, vollständige überarbeitete und erweiterte Auflage, 2002. – 443 s.
3. Марченко А.П., Мешков Д.В., Рыкова И.В., Тенденции развития форсунок аккумуляторных топливных систем типа Common Rail // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научн.-техн. журн. – 2005. – № 1. – С. 68-74.
4. Maier R., Projahn U., Krieger K. Anforderungen an Einspritzsysteme für Nutzfahrzeug-Dieselmotoren. Teil 1 // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. – 2002. – Vol. 63, № 9. – S. 658-673.
5. Maier R., Projahn U., Krieger K. Anforderungen an Einspritzsysteme für Nutzfahrzeug-Dieselmotoren. Teil 2 // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. – 2002. – Vol. 63, № 10. – S. 856-860.
6. Böcking F., Dohle U., Hammer J. Pkw-Common-Rail-Systeme für künftige Emissionsanforderungen // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. – 2005. – Vol. 66, № 7-8. – S. 552-557.
7. Пат. 9799 U Украины, F02M51/06, F02M47/00. Паливний інжектор / В.С. Коваль, В.В. Лавріненко, А.П. Марченко, Д.В. Мешков, В.М. Хорунжий. – № u200503134; Заявл. 05.04.2005; Опубл. 17.10.2005 Бюл. № 10/2005.
8. Tsuzuki M., Tahara J., Sugiyama T. Field Trial for Diesel Passenger Cars with DPNR // Auto Technology. – 2003. – № 4. – S. 70-74.

Поступила в редакцию 13.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Г. Дьяченко, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков.

УДК 621.1.018

А.П. ПОЛИВЯНЧУК

Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, Украина

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗМЕРЕНИЙ НОРМИРУЕМЫХ ВЫБРОСОВ ЗАГРЯЗНЯЮЩИХ ВЕЩЕСТВ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ДИЗЕЛЕЙ

Исследована возможность повышения точности измерений массовых выбросов монооксида углерода, углеводородов, оксидов азота и твердых частиц с отработавшими газами дизельных двигателей. Предложена методика оценки значимости отдельных составляющих результирующих погрешностей измерений данных показателей. Даны рекомендации по избирательному повышению точности измерений параметров испытываемого дизеля и газоаналитического оборудования.

нормы EURO, дизель, отработавшие газы, загрязняющие вещества, массовый выброс, испытательный цикл, точность, результирующая погрешность

Введение

Важную роль в обеспечении экологической безопасности дизельных двигателей играет контроль нормируемых показателей токсичности отработавших газов (ОГ) дизелей. Такими показателями являются среднеексплуатационные массовые выбросы с ОГ газообразных загрязняющих веществ (монооксида углерода – CO , углеводородов – CH , оксидов азота – NO_x) и твердых частиц (ТЧ). В нормативных документах они обозначаются, как показатели GAS_x и PT (от англ. «particles» – частицы) [1].

В последнее время все более актуальной становится задача обеспечения требуемой точности измерений названных показателей. Это обусловлено существенным уменьшением их значений в виду поэтапного ужесточения требований экологических стандартов. Так, за 14 лет после введения в автомобильном транспорте стран ЕС норм EURO измеряемые выбросы CO , CH , NO_x и ТЧ с ОГ дизелей грузовых автомобилей уменьшились в 3, в 2,4, в 2,3 и в 18 раз, соответственно (рис. 1).

Для решения данной задачи необходимо определять способы повышения точности измерений показателей GAS_x и PT .

Целью исследований являлось снижение результирующих погрешностей измерений среднеексплуатационных массовых выбросов загрязняющих веществ с ОГ дизелей, испытываемых на стационарных циклах, путем избирательного повышения точности измерений отдельных параметров двигателя и газоаналитического оборудования (ГАО).

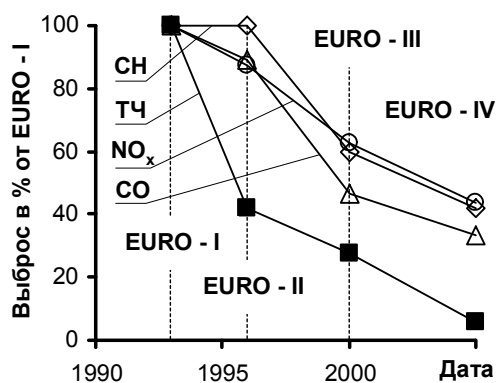


Рис. 1. Динамика изменения норм EURO, установленных для дизелей грузовых автомобилей

Для достижения данной цели **решены следующие задачи:**

– изучение процедур определения показателей GAS_x и PT и установление составляющих результирующих погрешностей измерений данных величин δGAS_x и δPT ;

- разработка методики оценки значимости отдельных составляющих результирующих погрешностей измерений величин GAS_x и PT ;
- исследование влияния погрешностей измерений параметров двигателя и ГАО на погрешности δGAS_x и δPT ;
- разработка рекомендаций по повышению точности измерений нормируемых выбросов загрязняющих веществ с $ОГ$ дизелей.

1. Анализ возможности повышения точности измерений величин GAS_x и PT

Измерение нормируемых выбросов загрязняющих веществ с $ОГ$ дизелей в ходе выполнения стационарных циклов осуществляется следующим образом. Испытываемый двигатель последовательно работает на всех режимах испытательного цикла с заданными значениями числа оборотов вала двигателя – n и крутящего момента – M_k . Количество режимов цикла и значения n и M_k зависят от типа двигателя: для автомобильных дизелей установлен 13-ступенчатый цикл [2], для тракторных и комбайновых – 8-ступенчатый [3], для тепловозных – 3-ступенчатый [4] (отечественный аналог – 5-ступенчатый цикл ГСТУ 32.001-94 [5]) и т.д.

Доля каждого режима в процессе эксплуатации дизеля учитывается с помощью соответствующего весового коэффициента WF .

Для измерения среднеэксплуатационных выбросов газообразных загрязняющих веществ с $ОГ$ дизеля - GAS_x могут использоваться два способа: анализ «сырых» (не разбавленных) $ОГ$ и анализ $ОГ$, разбавленных чистым воздухом. Первый способ предусматривает измерение на каждом режиме испытаний концентраций загрязняющих веществ в $ОГ$ – $conc_i$ (ppm) и вычисление массовых выбросов данных веществ – $M_{GAS_{xi}}$:

$$M_{GAS_{xi}} = u \cdot conc_i \cdot G_{eh_i}, \text{ кг/ч,}$$

где u – эмпирические коэффициенты, равные:

- для CO – $0,966 \cdot 10^{-3}$; для CH – $0,479 \cdot 10^{-3}$;

- для NO_x – $1,587 \cdot 10^{-3}$ [1];

G_{exhi} – массовый расход $ОГ$ в выпускной системе дизеля на i -м режиме, кг/ч.

При втором способе измерения GAS_x применяется система разбавления полного потока $ОГ$ дизеля воздухом в специальном трубопроводе (разбавляющем туннеле) при постоянном массовом расходе смеси $ОГ$ и воздуха. Название такой системы – CVS (от англ. Constant Volume Sampling). Системой CVS производится измерение на каждом режиме испытаний концентраций загрязняющих веществ в разбавленных $ОГ$ – $conc_i$, что позволяет определить массовые выбросы данных веществ $M_{GAS_{xi}}$:

$$M_{GAS_{xi}} = u \cdot conc_i \cdot G_{edfi}, \text{ кг/ч,}$$

где G_{edfi} – массовый расход разбавленных $ОГ$ в туннеле (равен произведению массового расхода $ОГ$ G_{exhi} на коэффициент разбавления $ОГ$), кг/ч.

При использовании обоих способов показатели GAS_x вычисляются по формуле:

$$GAS_x = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} M_{GAS_{xi}} \cdot WF_i}{\sum_{i=1}^{i=n} P_{ei} \cdot WF_i}, \text{ кг/кВт*ч,}$$

где n – число режимов испытаний;

WF_i – весовой фактор i -го режима;

P_{ei} – эффективная мощность дизеля, измеренная на i -м режиме, кВт.

Измерение среднеэксплуатационного выброса $ТЧ$ с $ОГ$ дизеля – PT производится с использованием разбавляющих туннелей. При этом, в виду высокой стоимости и громоздкости полнопоточных CVS-систем, допускается использование мини- и микро-туннелей, в которых разбавляется воздухом небольшая часть от полного потока $ОГ$ двигателя.

На каждом режиме испытательного цикла производится измерение массовых выбросов $ТЧ$ с $ОГ$ дизеля – PT_{massi} :

$$PT_{massi} = \frac{M_{fi}}{M_{sami}} \cdot \frac{G_{edfi}}{1000}, \text{ кг/ч,}$$

где M_{fi} – масса, навески $ТЧ$, собранная на фильтрах, г;

M_{sami} – масса разбавленных ОГ, прошедшая через фильтры для отбора ТЧ, кг.

Показатель PT вычисляется по формуле:

$$PT = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} PT_{massi} \cdot WF_i}{\sum_{i=1}^{i=n} P_{ei} \cdot WF_i}, \text{ кг/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Таким образом, при определении показателей GAS_x измеряются параметры: $conc_i$, G_{exhi} (при анализе «сырых» ОГ) или G_{edfi} (при анализе разбавленных ОГ) и P_{ei} , а при определении показателя PT измеряются: M_{fi} , M_{sami} , G_{exhi} и P_{ei} .

Следовательно, погрешности измерений данных параметров являются составляющими результирующих погрешностей измерений величин GAS_x и PT .

2. Методика оценки значимости отдельных составляющих погрешностей δGAS_x и δPT

В основе методики лежит зависимость, позволяющая вычислять погрешность измерения величины y , определяемой косвенным путем по результатам замеров параметров $x_1, \dots, x_n$ с помощью известной зависимости $y = f(x_1, \dots, x_n)$ [6]:

$$\delta y = \frac{\Delta y}{y} = \sqrt{\sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \cdot \frac{x_i}{y} \cdot \delta x_i \right)^2}, \quad (1)$$

где Δy , δy – абсолютная и относительная погрешности измерений величины y (под y понимаются показатели GAS_x и PT);

$\delta x_1, \dots, \delta x_n$ – относительные погрешности измерений величин $x_1, \dots, x_n$ (под $x_1, \dots, x_n$ понимаются параметры ГАО и двигателя).

Данная методика позволяет установить влияние относительного уменьшения погрешностей измерений параметров ГАО и двигателя – $\overline{\delta x_{i-}}$ на относительное уменьшение результирующих погрешностей измерений нормируемых выбросов загрязняющих веществ с ОГ дизеля:

$$\overline{\delta y_-} = f(\overline{\delta x_{i-}}).$$

При этом величины $\overline{\delta x_{i-}}$ и $\overline{\delta y_-}$ определяются следующим образом:

$$\overline{\delta x_{i-}} = \frac{\delta x_{\max} - \delta x_i}{\delta x_{\max_i}} = 1 - \frac{\delta x_i}{\delta x_{\max_i}}, \quad (2)$$

$$\overline{\delta y_-} = \frac{\delta y_{\max} - \delta y}{\delta y_{\max}} = 1 - \frac{\delta y}{\delta y_{\max}}, \quad (3)$$

где $\delta x_{\max_i}$, δx_i – максимально допустимая и фактическая погрешности измерений параметров x_i ;

$\delta y_{\max}$, δy – максимальная и фактическая погрешности измерений величины y .

Преобразуя зависимость (1) с учетом выражений (2) и (3), получим формулу, отражающую связь между величинами $\overline{\delta y_-}$ и $\overline{\delta x_{i-}}$:

$$\overline{\delta y_-} = 1 - \frac{1}{\delta y_{\max}} \times \sqrt{\sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \cdot \frac{x_i}{y} \cdot \delta x_{\max_i} (1 - \overline{\delta x_{i-}}) \right)^2}. \quad (4)$$

Методика предусматривает выполнение следующих операций:

- установление на основе требований нормативных документов значений $\delta x_{\max_i}$;
- вычисление с помощью зависимости (1) и экспериментальных результатов замеров величин GAS_x и PT погрешностей $\delta y_{\max}$;
- построение с помощью выражения (4) зависимостей величины $\overline{\delta y_-}$ от величин $\overline{\delta x_{i-}}$, изменяемых в диапазоне 0...0,5 (предполагается, что точность измерений каждого параметра x_i может быть повышена вдвое);
- оценка значимости составляющих результирующих погрешностей измерений величин GAS_x и PT на основе полученных зависимостей.

3. Результаты исследований и их анализ

В ходе выполнения изложенной методики получены следующие результаты.

Международным стандартом ISO 8178 установлены такие предельные значения погрешностей измерения параметров, определяемых при замерах величин GAS_x и PT [1]: $\delta conc_{\max} = \pm 5\%$ от измеряемого

значения (ИЗ) или $\pm 3,5\%$ от максимального значения диапазона измерений (МЗД) – наименьшая из 2-х величин; $\delta G_{exh} = \pm 4\%$ от МЗД; $\delta P_e = \pm 2\%$ от МЗД; $\delta G_{edf} = \pm 4\%$ от ИЗ; $\delta M_{sam} = \pm 2\%$ от ИЗ и $\delta M_f = \pm 9,3\%$ от ИЗ (при минимальной массе навески на фильтры $\varnothing 70$ мм - 0,75 мг и погрешности измерения массы ТЧ - 0,07 мг).

В качестве исходных данных для проведения исследований использованы результаты испытаний тепловозного дизеля 1А-5Д49 по локомотивному 3-ступенчатому циклу ISO 8178-F [7] (табл. 1).

Таблица 1

Результаты испытаний дизеля 1А-5Д49 по циклу ISO 8178-F

$N_{реж}$	WF	P_e , кВт	Выбросы, кг/ч			
			CO	CH	NO_x	$ТЧ$
1	0,25	2182	12,2	2,84	6,98	0,88
2	0,15	761	5,27	1,91	4,71	0,80
3	0,60	32,5	1,85	0,81	1,18	0,17

С помощью зависимости (1) и данных, представленных в табл. 1, определены максимальные значения результирующих погрешностей измерений показателей GAS_x и PT : при анализе «сырых» ОГ – $\delta CO_{max} = 6,7\%$, $\delta CH_{max} = 6,6\%$, $\delta NO_{xmax} = 6,7\%$; при анализе разбавленных ОГ – $\delta CO_{max} = 4,7\%$, $\delta CH_{max} = 4,4\%$, $\delta NO_{xmax} = 4,5\%$; $\delta PT_{max} = 8,0\%$. Таким образом использование CVS-системы позволяет повысить точность измерений GAS_x в 1,4...1,5 раза.

Построены зависимости (4), отражающие значимость составляющих результирующих погрешностей измерения величин GAS_x и PT (рис. 2). Анализ данных, представленных на рис. 2, показывает:

– при анализе «сырых» ОГ на δGAS_x оказывают влияние: δG_{exh} – наибольшее, $\delta conc$ – существенное, δP_e – не значительное; при анализе разбавленных ОГ на δGAS_x оказывают влияние: $\delta conc$ – наибольшее, δG_{edf} – существенное, δP_e – менее значительное; на δPT оказывают влияние: δM_f – наибольшее, δG_{edf} – существенное, δP_e и δM_{sam} – незначительное;

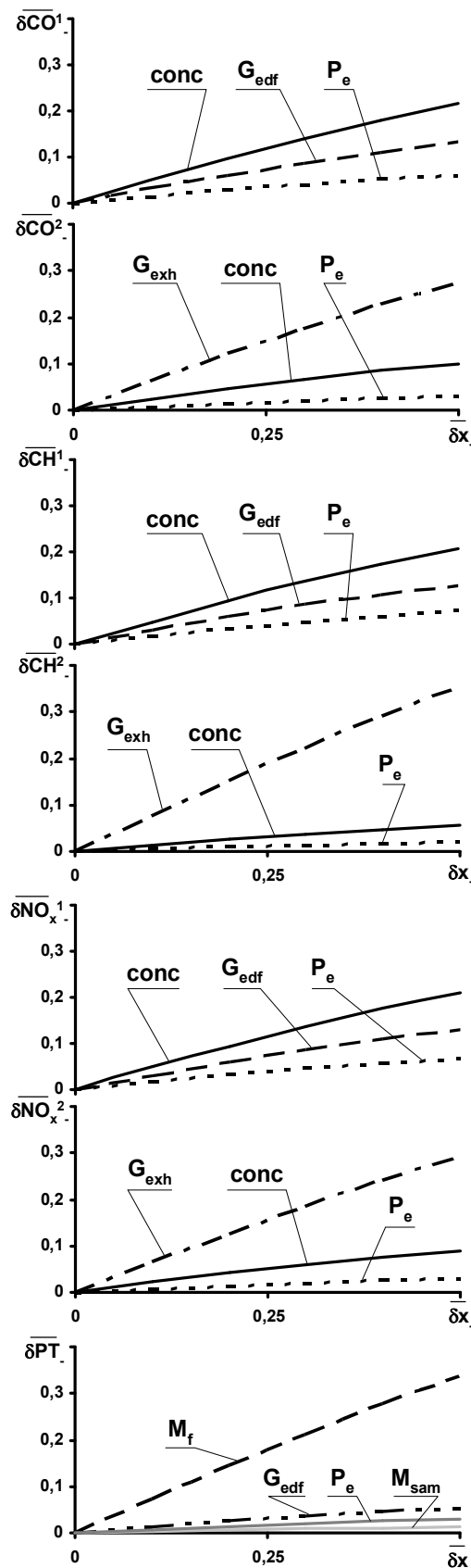


Рис. 2. Результаты исследований зависимостей $\overline{\delta y} = f(\overline{\delta x})$:

1 – измерение GAS_x с помощью SVC- системы;
2 – измерение GAS_x без применения SVC- системы

– для повышения точности измерений нормируемых выбросов загрязняющих веществ с *ОГ* дизелей необходимо снижать погрешности, оказывающие наибольшее и существенное влияние на δGAS_x и δPT ; снижение таких погрешностей в 2 раза позволяет уменьшить δGAS_x^1 , δGAS_x^2 и δPT , соответственно, в 1,6...1,7 (с 6,6...6,7% до 3,9...4,2%), в 1,5 (с 4,4...4,7% до 2,9...3,1%) и в 1,6 (с 8,0% до 4,9%) раза.

Выводы

1. Предложена методика, позволяющая оценивать влияние погрешностей измерений параметров газоаналитического оборудования и испытываемого двигателя на результирующие погрешности измерений нормируемых выбросов газообразных загрязняющих веществ - GAS_x и ТЧ - РТ с *ОГ* дизелей.

2. На основе результатов испытаний тепловозного дизеля 1А-5Д49 по циклу ISO 8178-F рассчитаны максимальные значения результирующих погрешностей измерений показателей GAS_x (6,6...6,7% при анализе «сырых» *ОГ* и 4,4...4,7% при анализе *ОГ*, разбавленных воздухом в системе *CVS*) и *PT* (8,0%). Вычисления показывают, что использование *CVS*-системы (полнопоточного разбавляющего туннеля) обеспечивает более высокую точность измерений показателей GAS_x (в 1,4...1,5 раза), чем при анализе «сырых» *ОГ*.

3. Определены параметры, погрешности измерения которых оказывают наибольшее влияние на результирующие погрешности измерений величин GAS_x и *PT*; к ним относятся: при контроле GAS_x без применения *CVS*-системы – G_{exh} и conc ; при контроле GAS_x с помощью *CVS*-системы – conc и G_{edf} ; при контроле РТ – M_f и G_{edf} .

Литература

1. ISO 8178. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test –

bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 1996. – 94 p.

2. Regulation № 49. Revision 2. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines and vehicles equipped with C.I. engines with the regard to the emission of pollutants by the engine. Geneva, 1992. – 114 p.

3. Regulation № 96. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines to be installed in agricultural and forestry tractors with regard to the emissions of pollutants by the engine. Geneva, 1995. – 109 p.

4. ISO 8178. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 4: Test cycles for different engine applications, 1996. – 18 p.

5. Нормативно-методичні матеріали з проблем екології тепловозів. Част. 1. / Довідкові матеріали для інженерно-технічних і технічних працівників локомотивного господарства. – Х.: ХДАЗТ, 2000. – 28 с.

6. Измерения в промышленности. Справ. изд. в 3-х кн. Кн. 1. Теоретические основы. Пер. с нем. / Под ред. П. Профоса. – М.: Металлургия, 1990. – 49 с.

7. Накопление экспериментальных данных по дымности и токсичности отработавших газов тепловозов 2ТЭ116 и 2ТЭ10У с целью сравнения их экологических показателей // Разработка методики и оценка уровня дымности и токсичности отработавших газов магистральных тепловозов. Отработка и анализ экспериментальных данных: Техническая информация к этапу 2 / Ворошиловгр. машиностр. ин-т. – Тема № Н-030-88; № ГР 01880082888. – Ворошиловград, 1990. – 39 с.

Поступила в редакцию 4.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.И. Осенин, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, Луганск.

УДК 504:662.756:621.436

В.Г. СЕМЁНОВ

Национальный технический университет «ХПИ», Украина

БИОДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО И ЕГО ВЛИЯНИЕ НА НАДЕЖНОСТЬ РАБОТЫ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ И ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ

Биодизельное топливо (метиловые эфиры жирных кислот масел и жиров) достаточно хорошо адаптировано к дизельным двигателям. Химическая формула эфиров отличается наличием карбонильной и метиловой групп, двойными связями, которые определяют повышенную способность к окислению и биологическому разложению биодизельного топлива. Наличие кислорода в молекуле эфиров улучшает протекание процесса сгорания в цилиндре двигателя, но в то же время снижает энергетический потенциал биотоплива. Биодизельное топливо, химмотологические показатели которого отвечают европейскому стандарту EN 14214, предопределяет надежную работу дизельного двигателя и его топливной системы.

дизельный двигатель, плотность, вязкость, теплота сгорания, эффективный КПД, экологические характеристики

Введение

Экономия энергоносителей нефтяного происхождения, ужесточение норм выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизелей, а также ограничение эмиссии диоксида углерода заставляют большинство стран искать пути снижения опасности влияния тепловых двигателей на окружающую среду.

В последнее время все более широкое распространение получают альтернативные биотоплива на основе масел и животных жиров. Интенсивные работы по переводу дизельных двигателей на биотопливо ведутся как в странах с ограниченными топливно-энергетическими ресурсами, так и в высоко развитых странах, имеющих возможность приобретения жидких энергоносителей.

1. Формулирование проблемы

Биодизельное топливо (биодизель, МЭРМ, РМЭ, RME, FAME, EMAG, бионафта и др.) – это экологически чистый вид биотоплива, получаемый из жиров растительного и животного происхождения и используемый для замены нефтяного дизельного топлива (ДТ). С химической точки зрения биодизельное

топливо представляет собой смесь метиловых (этиловых) эфиров насыщенных и ненасыщенных жирных кислот.

В табл. 1 приведены Европейский стандарт EN 14214:2003 «Автомобильные топлива. Метиловые эфиры жирных кислот (FAME) для дизельных двигателей. Требования и методы испытаний» и национальный стандарт Российской Федерации ГОСТ Р 52368-2005 «Топливо дизельное ЕВРО. Технические условия».

2. Решение проблемы

Вкратце рассмотрим влияние некоторых физико-химических показателей биодизельного топлива, определяемые стандартом EN 14214:2003, на параметры дизеля и его эколого-эксплуатационные характеристики. Повышенные, по сравнению с дизельным топливом, на 10% плотность и кинематическая вязкость в 1,5 раза способствуют некоторому увеличению дальноточности топливного факела и диаметра капель распыленного топлива, что может привести к увеличенному попаданию биодизельного топлива на стенки камеры сгорания и гильзы цилиндра. Меньшие значения коэффициента

Таблица 1

Физико-химические показатели биодизельного и дизельного ЕВРО топлив

Показатели	Европейский стандарт на метиловые эфиры жирных кислот для дизельных двигателей EN14214:2003			Национальный стандарт Российской Федерации на топливо дизельное ЕВРО ГОСТ Р 52368-2005 (ЕН 590:2004)	
	Размерность	пределы		Наименование показателя	Значение
		min	max		
1	2	3	4	5	6
Содержание эфира	% (м/м)	96,5		-	-
Плотность при температуре 15°C	кг/м ³	860	900	Плотность при температуре 15 °С, кг/м ³	820-845
Кинематическая вязкость при температуре 40°C	мм ² /с	3,50	5,0	Кинематическая вязкость при 40°C, мм ² /с	2,00-4,50
Температура вспышки	°С	120	–	Температура вспышки в закрытом тигле, °С, выше	55
Содержание серы	мг/кг	–	10,0	Содержание серы, мг/кг, не более	I-350; II-50,0; III-10,0
Коксуемость 10% остатка	% (м/м)	–	0,30	Коксуемость, 10% остатка разгонки, %(м/м), не более	0,30
Цетановое число		51,0		Цетановое число, не менее	51,0
Зольность	% (м/м)	–	0,02	Зольность, % (м/м), не более	0,01
Содержание воды	мг/кг	–	500	Содержание воды, мг/кг, не более	200
Содержание механических примесей	мг/кг	–	24	Общее загрязнение, мг/кг, не более	24
Испытания на медной пластинке (3 часа при 50°C)	оценка	класс 1		Коррозия медной пластинки (3 часа при 50 °С), единицы по шкале	Класс 1
Окислительная стабильность, 110°C	часов	6,0	–	Окислительная стабильность: общее количество осадка, г/м ³ , не более	25
Кислотное число	мг КОН/г		0,50	Цетановый индекс, не менее	46,0
Йодное число	г J ₂ / 100 г		120	Полициклические ароматические углеводороды, % (м/м), не более	11
Метиловый эфир линоленовой кислоты	% (м/м)		12,0	Фракционный состав:	
Полиненасыщенные (>=4 двойных связи) метиловые эфиры	% (м/м)		1	При температуре 250 °С, % (об/об), не менее	65
Содержание метанола	% (м/м)		0,20	При температуре 350 °С, % (об/об), не менее	85
Содержание моноглицеридов	% (м/м)		0,80	95% (об/об) перегоняется при температуре, °С, не выше	360
Содержание диглицеридов	% (м/м)		0,20	Смазывающая способность: скорректированный диаметр пятна износа при 60 °С, не более	460
Содержание триглицеридов	% (м/м)		0,20		

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6		
Свободный глицерин	% (м/м)		0,02	Наименование показателя	значение для марок		
Общий глицерин	% (м/м)		0,25	Предельная температура фильтруемости, °С, не выше (топливо для умеренного климата)	A	B	C
1-а группа металлов (<i>Na+K</i>)	мг/кг		5,0		5	0	-5
2- а группа металлов (<i>Ca+Mg</i>)	мг/кг		5,0		<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>
Содержание фосфора	мг/кг		10,0		Содержание метиловых эфиров жирных кислот, % (об/об), не более	5	

Таблица 2

Возможные неисправности дизеля, топливной аппаратуры и его систем при работе на биодизельном топливе

Составляющие и характеристики топлива	Действие	Неисправность
Метиловые эфиры жирных кислот	Вызывает высыхание, затвердевание и разрушение резиновых изделий, попадание в моторное масло	Течь топлива. Более частая смена моторного масла
Свободный метанол	Коррозия алюминия и цинка	Коррозия топливной аппаратуры. Низкая температура вспышки в закрытом сосуде.
Свободная вода в топливе	Преобразование метиловых эфиров растительного масла в жирные кислоты. Коррозия. Увеличение электропроводности топлива, развитие микроорганизмов	Засорение фильтра. Коррозия топливной аппаратуры
Свободный глицерин	Коррозия цветных металлов. Образование осадка на движущихся частях и на лакокрасочном покрытии	Засорение фильтров. Засорение сопел топливных форсунок
Моно- и диглицериды	Такое же, как и глицерин	
Свободные жирные кислоты	Образование электролита и ускорение коррозии цинка. Образование солей органических кислот. Образование органических соединений	Коррозия топливной аппаратуры. Засорение фильтра. Отложение осадка на деталях
Увеличение плотности топлива	Увеличение давления впрыска	Уменьшение ресурса топливной аппаратуры
Большая вязкость при низкой температуре	Более жесткие условия работы ТНВД. Повышенный износ деталей	Повышенный износ деталей ТНВД. Ухудшение показателей впрыска топлива. Необходимость применения депрессорных присадок
Твердые частицы	Ухудшение смазочных способностей топлива	Снижение ресурса топливной аппаратуры
Муравьиная и уксусная кислоты	Коррозия всех металлических частей	Коррозия топливной аппаратуры
Высокомолекулярные органические кислоты	Такое же, как и свободные жирные кислоты	Коррозия топливной аппаратуры. Засорение фильтра. Отложение осадка на деталях
Продукты полимеризации	Отложение осадков, особенно в смесевых топливах	Засорение фильтра
Фосфор	Отравление нейтрализаторов и катализаторов системы выпуска дизеля	Выход из строя, снижение уровня экологической безопасности отработавших газов (ОГ) дизеля

сжимаемости биодизельного топлива приводит к увеличению действительного угла опережения впрыскивания топлива и максимального давления в форсунке. Высокое цетановое число биодизельного топлива 51 и более способствует сокращению периода задержки воспламенения и менее «жесткой» работе дизеля. Повышенная почти в 3 раза, температура вспышки биодизельного топлива в закрытом тигле 120 °C и более, обеспечивает высокую пожаробезопасность. Кислород (~ 10 %) в молекуле метилового эфира действует по следующим направлениям. Наличие окислителя непосредственно в молекуле топлива позволяет интенсифицировать процесс сгорания и обеспечить более высокую температуру в цилиндре дизеля, что, с одной стороны, способствует повышению индикаторного и эффективного к.п.д. двигателя, а с другой – приводит к некоторому увеличению оксида азота NO_x в отработавших газах. Меньшая доля углерода (~ 77 %) в молекуле биодизельного топлива приводит к уменьшению его низшей теплоты сгорания на 10 – 12 % и увеличению часового и удельного эффективного расходов топлива. Для сохранения номинальных параметров двигателя при переводе на биодизельное топливо требуется перерегулировка топливной аппаратуры (упор рейки топливного насоса высокого давления переустанавливают на увеличение цикловой подачи топлива). Применение биодизельного топлива позволяет обеспечить снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами. Для дизельных двигателей с вихревой камерой (предкамерой) и непосредственным впрыском снижение соответственно составляет: CO – 12 (10) %, C_nH_m – 35 (10) %, РМ (твердые частицы) – 36 (24) %, сажа – 50 (52) %. Некоторое увеличение выбросов NO_x можно компенсировать рядом мероприятий: уменьшение действительного угла опережения впрыскивания топлива, рециркуляция отработавших газов, подача воды на впуске.

При эксплуатации дизельных двигателей на биодизельном топливе необходимо обратить внимание на следующее (табл. 2). Перед началом эксплуатации двигателя на биодизельном топливе необходимо промыть фильтр грубой и тонкой очистки топлива. Из-за повышенной агрессивности такого топлива требуется смена топливных шлангов и прокладок на изготовленные из устойчивого к биотопливу материала, а также тщательное удаление биодизельного топлива, попавшего на лакокрасочные покрытия. В некоторых случаях требуется более частая смена моторного масла из-за возможного разжижения попадающим в него биодизельным топливом. Возможно некоторое увеличение уровня шума и дымности при холодном пуске, при пониженных температурах требуется применение депрессорных присадок. Необходимо осуществлять контроль содержания воды в биодизельном топливе (из-за его большой гигроскопичности), чтобы избежать опасности развития микроорганизмов, образования перекисей и коррозионного воздействия воды, в том числе и на элементы топливной аппаратуры.

Заключение

1. Биодизельное топливо по сравнению с дизельным топливом имеет определенные отличия по многим физико-химическим показателям.
2. Хорошее качество применяемого биодизельного топлива, которое определяется применением высоких технологий его производства, позволяет обеспечить высокие энерго-экологические характеристики дизельных двигателей.

Поступила в редакцию 6.06. 2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ф.И. Абрамчук, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков.

УДК 621.577

В.С. ДОРОШ¹, В.В. КАПУСТИН², Е.В. ЛЫТОШ¹, Н.И. РАДЧЕНКО¹¹Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина²Севастопольский национальный технический университет, Украина

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ РЕФРИЖЕРАТОРНЫХ СУДОВ

Выполнен анализ эффективности применения в судовых системах рефрижерации трубно-пластинчатых воздухоохладителей с увеличенным шагом ребер.

система рефрижерации, трубно-пластинчатый воздухоохладитель, шаг ребер, коэффициент теплоотдачи

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Последнее десятилетие в судостроительной отрасли прослеживается явная тенденция в направлении создания судов с повышенной энергонасыщенностью и максимальным использованием объемов судовых помещений, универсализации судов. Необходимым условием повышения конкурентоспособности и удовлетворения требований мирового рынка судов является рациональное расходование на судне топливно-энергетических ресурсов и, прежде всего, связанных с потреблением холода. О наличии в этом направлении значительных резервов свидетельствуют результаты выполненного авторами анализа статей расходования топлива по судну [1], которые свидетельствуют о том, что доля расхода топлива на производство электроэнергии, потребляемой рефрижераторными установками, для промысловых судов сопоставима с его затратами на обеспечение хода судна, а для транспортных рефрижераторов она составляет 20...30 % расхода топлива по судну в целом.

На транспортных рефрижераторах на выработку электроэнергии, потребляемой системами охлаждения, обеспечивающими сохранность грузов (мороженой и консервированной рыбной продукции, фруктов и т.п.) в трюмах и камерах хранения, рас-

ходуется 10...20 % топлива. Большие перепады температур в воздухоохладителях (ВО) и кратности циркуляции воздуха свидетельствуют о значительных резервах сокращения потребляемой вентиляторами мощности за счет уменьшения термических и аэродинамических сопротивлений ВО. Последние, в свою очередь, зависят от размеров теплопередающей поверхности.

В ВО систем кондиционирования воздуха (СКВ) применяют трубно-пластинчатые поверхности с шагом оребрения $S_p = 2,2$ и $2,8$ мм, чему соответствуют коэффициенты оребрения β' ($\beta' = F_n / F_{гл}$, где F_n и $F_{гл}$ — площади наружных поверхностей полной ребристой и гладкой трубки) около 13 [2, 3]. Однако, поверхность с таким малым шагом ребер не может использоваться в ВО рефрижераторных систем из-за высадки на ней (на пластинчатых ребрах и трубках) инея и недопустимого возрастания аэродинамического сопротивления ВО. Чтобы избежать этого, в системах рефрижерации применяют поверхности с увеличенным шагом ребер $S_p = 4...6$ мм [4].

Целью исследований является оценка эффективности применения в судовых системах рефрижерации трубно-пластинчатых ВО с увеличенным шагом ребер $S_p = 4...6$ мм по сравнению с ВО СКВ с малым шагом $S_p = 2,2$ мм.

2. Анализ эффективности применения в судовых системах рефрижерации трубно-пластинчатых ВО с увеличенным шагом ребер

В результате выполненных авторами экспериментальных исследований теплообмена в судовых ВО с разным шагом оребрения (коэффициентом оребрения) были получены данные по тепловой эффективности ВО, представленные на рис. 1 в относительном виде:

$\bar{Q}/\bar{Q}^{ун}$

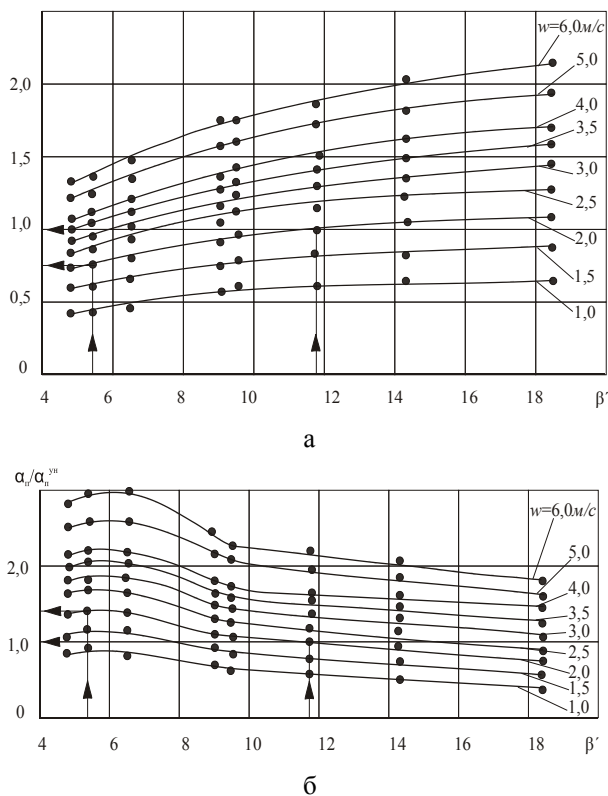


Рис. 1. Относительная тепловая нагрузка $\bar{Q}/\bar{Q}^{ун}$ (а) и коэффициент теплоотдачи $\alpha_n/\alpha_n^{ун}$ (б) в зависимости от коэффициента оребрения β' и скорости набегающего потока воздуха w_6

в виде зависимости тепловой нагрузки $\bar{Q}/\bar{Q}^{ун}$ ($\bar{Q}$ и $\bar{Q}^{ун}$ – тепловые нагрузки, теплосъемы, соответственно исследуемой с $S_p = 4 \dots 6$ мм и унифицированной базовой с $S_p = 2,2$ мм поверхностей) и коэффициента наружной теплоотдачи $\alpha_n/\alpha_n^{ун}$ (α_n и $\alpha_n^{ун}$ – коэффициенты теплоотдачи от воздуха к полной наружной ребристой поверхности для исследуемых и унифицированных ВО) от коэффициента оребрения β' и скорости набегающего воздушного потока w_6 ,

которые охватывают диапазон характеристик испытанных нами ВО [5]. Здесь индекс "ун" означает "унифицированный" и относится к ВО с трубно-пластинчатой поверхностью при шаге ребер $S_p = 2,2$ мм, коэффициенте оребрения $\beta' = 11,74$ и скорости набегающего воздушного потока во фронтальном сечении $w_6 = 2$ м/с (поверхность соответствует условиям эксплуатации СКВ).

Как видно, при скорости $w_6 = 2$ м/с с уменьшением β' от 11,74 до 5,41 (соответственно шаг S_p увеличивается от 2,2 до 5,3 мм) коэффициент теплоотдачи α_n возрастает примерно на 40 % (по сравнению с унифицированной поверхностью для СКВ), а теплосъем (тепловая нагрузка) уменьшается примерно на 25 %. Это происходит в результате более резкого снижения коэффициента оребрения β' при тех же размерах ВО (β' снижается более чем в 2 раза, а α_n возрастает в 1,4 раза).

Поэтому при уменьшении β' (следовательно, и полной наружной поверхности) в 2 раза теплосъем снижается только на 25 %.

Таким образом, несмотря на то, что для ВО рефрижераторных систем (по сравнению с унифицированной поверхностью для СКВ) увеличение шага ребер с 2,2...2,8 до 4...6 мм приводит к снижению коэффициента оребрения (уменьшению полной наружной поверхности при тех же размерах ВО) почти в 2 раза, благодаря росту коэффициента теплоотдачи α_n от воздуха к полной наружной поверхности в 1,4 раза появляется возможность либо сократить на 30...40 % энергетические потери в судовых системах рефрижерации из-за внешней необратимости в холодильных циклах, либо сэкономить почти на 40 % поверхность теплообмена ВО.

Приведем обоснование сокращения энергетических потерь из-за внешней необратимости в холодильном цикле.

Запишем выражение для тепловой нагрузки на ВО в виде

$$\bar{Q}_0 = k_n F_n \theta, \quad (1)$$

где θ – средняя логарифмическая разность температур между воздухом и кипящим хладагентом, °C.

Увеличение коэффициента теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности ВО на 30...40 % позволяет на столько же увеличить коэффициент теплопередачи k_n [2]. При этом, как следует из выражения (1), при неизменных Q_0 и F_n на 30...40 % уменьшается θ .

Обычно для ВО систем рефрижерации θ находится в пределах 9...11 °C [2, 6]. Принимаем $\theta = 10$ °C, а его уменьшение равным 35 %. При неизменных температурах воздуха на входе t_{e1} и выходе t_{e2} из ВО и его расходе G_v это приводит, как показывают расчеты, к повышению температуры кипения t_0 примерно на 3,5 °C. Из [6 – 8] известно, что повышение температуры кипения t_0 на 1 °C (при неизменных температурах конденсации t_k , воздуха t_{e1} , t_{e2} и расходе G_v) приводит к увеличению электрического холодильного коэффициента ε_3 на 3 %. Следовательно, при повышении t_0 на 3,5 °C величина ε_3 возрастет примерно на 10 %. При неизменной Q_0 примерно на ту же величину (10 %) уменьшится потребляемая компрессорами мощность и, следовательно, на 10 % снизится потребление топлива, связанное с производством холода.

Проанализируем, насколько сокращается поверхность теплообмена предлагаемых ВО. Для этого площадь наружной теплообменной поверхности ВО с различным шагом ребер будем сопоставлять с унифицированной поверхностью ($S_p = 2,2$ мм) при постоянной тепловой нагрузке и неизменных входных параметрах воздуха и хладоносителя.

Запишем выражение для отведенного в ВО тепла (тепловой нагрузки)

$$Q_0 = \alpha_n F_n \theta_n \quad (2)$$

где $\theta_n = \Delta t_{e-cm}$ – средняя разность температур между охлаждаемым воздухом и наружной поверхностью ВО, °C.

На рис. 2 представлены зависимости относительных тепловой нагрузки $Q/Q^{ун}$, коэффициента теплоотдачи $\alpha_n/\alpha_n^{ун}$

и разности температур $\Delta t_{e-cm}/\Delta t_{e-cm}^{ун}$ от коэффициента оребрения β' при скорости набегающего потока воздуха $w_e = 2$ м/с.

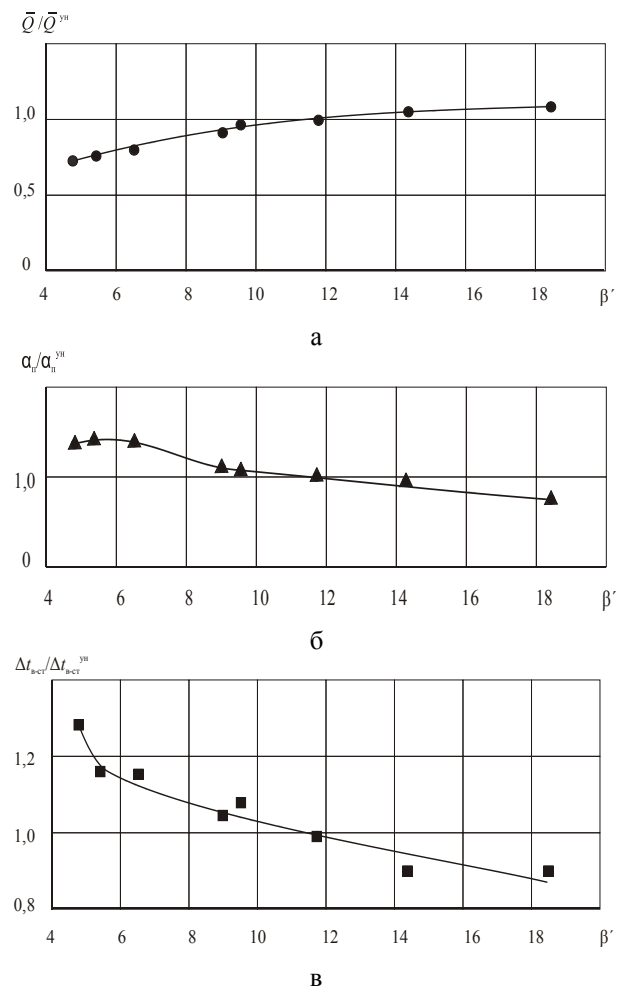


Рис. 2. Относительная тепловая нагрузка $Q/Q^{ун}$ (а), коэффициент теплоотдачи $\alpha_n/\alpha_n^{ун}$ (б) и разность температур $\Delta t_{e-cm}/\Delta t_{e-cm}^{ун}$ в зависимости от коэффициента оребрения β' при скорости набегающего потока воздуха $w_e = 2$ м/с

И здесь индекс "ун" относится к ВО с трубно-пластинчатой поверхностью при шаге ребер $S_p = 2,2$ мм ($\beta' = 11,74$). С учетом зависимостей, приведенных на рис. 2, запишем значения параметров, например, для поверхности с $S_p = 5,3$ мм ($\beta' = 5,41$), выразив их через соответствующие параметры унифицированной поверхности с $S_p = 2,2$ мм.

Поверхность с $S_p = 2,2$ мм обозначим индексом "1", а с $S_p = 5,3$ мм – индексом "2В" соответственно с рис. 2 указанные параметры для поверхности с

$S_p = 5,3$ мм ($\beta' = 5,41$) и унифицированной поверхности с $S_p = 2,2$ мм ($\beta' = 11,74$) соотносятся следующим образом:

$$Q_2 = 0,75Q_1; \alpha_{n2} = 1,4\alpha_{n1};$$

$$\Delta t_{(6-cm)2} = 1,16\Delta t_{(6-cm)1}.$$

Учитывая, что $\beta' = F_n / F_{эл}$, запишем выражения $\beta'_1 = F_{n1} / F_{эл1}$; $\beta'_2 = F_{n2} / F_{эл2}$ соответственно для унифицированной поверхности и поверхности с $S_p = 5,3$ мм. Приравнявая $F_{эл}$ в обоих соотношениях, после преобразований получим

$$F_{n2} = (\beta'_2 / \beta'_1) F_{n1} = (5,41 / 11,74) F_{n1} = 0,46 F_{n1}.$$

С учетом (2) уравнение для поверхности с $S_p = 5,3$ мм ($\beta' = 5,41$), выраженное через унифицированную поверхность, принимает вид

$$0,75Q_1 = 1,4\alpha_{n1} 0,46 F_{n1} 1,16\Delta t_{(6-cm)1}, \quad (3)$$

откуда

$$Q_1 = 1,4\alpha_{n1} 0,61 F_{n1} 1,16\Delta t_{(6-cm)1}. \quad (4)$$

Из (3) следует, что площадь теплообменной поверхности с $S_p = 5,3$ мм ($\beta' = 5,41$; $F_{эл} = const$, т.е. длина трубок и, следовательно, размеры ВО во фронтальном сечении и по глубине не меняются) составляет менее половины площади унифицированной поверхности ($0,46F_{n1}$). При этом теплосъем на 25 % меньше заданного ($0,75Q_1$).

Выражение (4) показывает, что для получения заданного теплосъема площадь теплообменной поверхности с $S_p = 5,3$ мм должна составлять 0,61 от унифицированной ($0,61F_{n1}$), т.е. должна быть увеличена в $0,61/0,46 = 1,33$ раза или на 33 %.

При неизменной геометрии оребрения ($S_p = 5,3$ мм, $\beta' = 5,41$) этого можно достичь путем увеличения на 33 % размера трубок, например, по ширине окна во фронтальном сечении ВО.

Тем не менее, для поверхности с $S_p = 5,3$ мм тот же теплосъем, что и для унифицированной поверхности с $S_p = 2,2$ мм, можно получить при меньшей площади теплообменной поверхности, составляющей 0,61 от унифицированной ($0,61F_{n1}$).

Аналогично рассуждая, выполним расчеты и получим соотношения для площадей теплообменных поверхностей с различным шагом ребер. Результаты таких расчетов представлены на рис. 3.

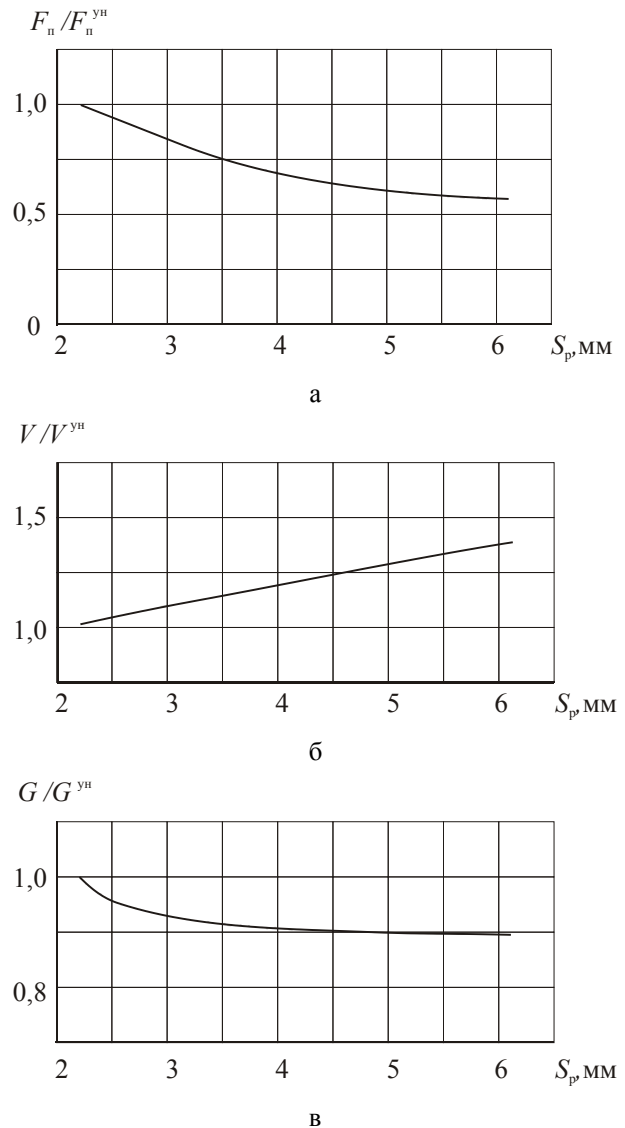


Рис. 3. Относительные площадь наружной поверхности F_n / F_n^{yn} (а), объем V / V^{yn} (б) и масса G / G^{yn} (в) ВО в зависимости от шага ребер S_p

Из рисунка следует, что для низкотемпературных ВО, имеющих унифицированную трубнопластинчатую поверхность с шагом ребер $S_p = 4 \dots 6$ мм, по сравнению с такой же поверхностью, но $S_p = 2,2$ мм, применяемой для СКВ, при равном теплосъеме площадь наружной поверхности можно уменьшить в 1,3...1,4 раза.

В то же время объемный показатель низкотемпературных ВО несколько ухудшается (из-за увеличения на 20...40 % ширины окна во фронтальном сечении ВО). Однако масса ВО при этом снижается на 10 %.

Выводы

1. Применение трубно-пластинчатых ВО с увеличенным шагом ребер $S_p = 4...6$ мм позволяет сократить потребление топлива судовыми системами рефрижерации примерно на 10 % по сравнению с ВО с шагом $S_p = 2,2$ мм.

2. Установлено, что при скорости воздуха во фронтальном сечении трубно-пластинчатых ВО 2 м/с с увеличением шага ребер S_p от 2,2 до 5,3 мм коэффициент теплоотдачи α_n от воздуха к полной наружной поверхности возрастает на 30...40 %.

3. Показано, что при равном теплосъеме площадь наружной поверхности предлагаемых трубно-пластинчатых ВО с увеличенным шагом ребер $S_p = 4...6$ мм уменьшается в 1,3...1,4 раза по сравнению с ВО с $S_p = 2,2$ мм, применяемыми в СКВ. При этом масса ВО снижается на 10 %, хотя объемный показатель несколько ухудшается из-за увеличения на 20...40 % ширины окна во фронтальном сечении ВО.

Литература

1. Радченко Н.И., Лытош Е.В., Дорош В.С. Направления сокращения потребления топлива судовыми системами рефрижерации // 3б. наук. праць. – Миколаїв: НУК, 2007. – № 1 (412). – С.97-101.

2. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С.-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.

3. Отраслевой стандарт на фреоновые воздухоохладители для судовых систем кондиционирования / Д.А. Кузнецов, Л.Д. Кротт, З.И. Лободенко, В.Н. Базаров / Холодильная техника. – 1976. – № 2. – С. 29-33.

4. Радченко Н.И., Дорош В.С., Лытош Е.В. Энергосбережение и безопасность эксплуатации оборудования систем рефрижерации речных и морских судов // Техногенна безпека: Наукові праці. – Миколаїв: МДГУ ім. П. Могили, 2007. – Т. 61. – Вип. 48. – С. 97-105.

5. Захаров Ю.В., Лытош Е.В. Экспериментальное исследование теплообмена на наружной поверхности судового низкотемпературного воздухоохладителя // Холодильна техніка і технологія. – 2004. – № 2 (88). – С. 41-45.

6. Якобсон В.Б. Малые холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1996. – 368 с.

7. Мероприятия по снижению расхода электроэнергии на выработку холода при эксплуатации аммиачных установок. – М.: ВНИКТИхолодпром, 1982. – 160 с.

8. Радченко Н.И. Аналитическое исследование теплообменных аппаратов с фазовым переходом // 3б. наук. пр. УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. – № 2 (368). – С. 39-48.

Поступила в редакцию 30.05.2007

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

УДК 621.833

В.Е. СПИЦЫН, В.Н. КУПЧИК, А.И. МИРОНЕНКО, Е.А. ГАМЗА*ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Украина*

УНИВЕРСАЛЬНЫЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ СТЕНДЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ УГЛОВЫХ РЕДУКТОРОВ ПО ЗАМКНУТОМУ КОНТУРУ

Представлены созданные и работающие стенды замкнутого контура для испытаний угловых редукторов различных газотурбинных установок кораблей на воздушной подушке. Освещены основные проблемные вопросы, которые возникли при проектировании стендов и испытания на них редукторов. Показаны существенные преимущества указанных стендов по сравнению с полноразмерными испытаниями редукторов с приводом от газотурбинного двигателя.

стенд замкнутого контура, угловой редуктор, испытания, крутящий момент, центровка, частота вращения, трансмиссия

Введение

Газотурбинные установки (ГТУ) для кораблей на воздушной подушке, которые создаются в ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», оснащены в основном угловыми редукторами с применением конических зубчатых передач. Ресурсные (длительные) испытания этих редукторов первоначально проводились на полноразмерных стендах с приводом от газотурбинного двигателя (ГТД) и применением мощных грузочных устройств или штатных движителей (воздушных винтов). Однако, выполнение таких испытаний требовало огромных энергетических и материальных затрат на работу ГТД. Поэтому, с увеличением количества вновь создаваемых ГТУ для кораблей на воздушной подушке назрела необходимость в новых более экономичных стендах для длительных испытаний угловых редукторов. Таким требованиям отвечают стенды, работающие по методу замкнутых мощностей, с приводом от электродвигателя и нагружением специальными нагрузочными.

В известных публикациях [1 – 3] дана информация только о стендах для цилиндрических редукторов или для чисто конических зубчатых передач находящихся в одном корпусе. В связи с этим перед

конструкторами предприятия была поставлена задача создания универсальных стендов для испытаний угловых редукторов с коническими зубчатыми колесами для различных модификаций ГТУ.

1. Требования к стендам для испытаний угловых редукторов

Стенд для испытаний угловых редукторов представляет сложное инженерное сооружение с многочисленными несущими конструкциями и вспомогательными системами (электрическими, измерительными, смазки, управления и др.). Для проверки всех функциональных задач, возложенных на редуктор, создаваемые стенды должны обеспечивать:

- достаточную жесткость его несущих конструкций во избежание недопустимых расцентровок испытываемых редукторов;
- возможность центровки редукторов при их расположении в рамке замкнутого контура;
- создание экстремальных условий испытаний по отдельным параметрам (крутящему моменту, частоте вращения, температуре масла и т.д.);
- установку масляной системы, максимально соответствующей штатному исполнению всех испытываемых редукторов;
- установку контрольно-измерительной аппара-

туры с текущей записью всех испытуемых параметров на ЭВМ.

Всем указанным требованиям соответствуют два стенда, созданных для испытаний угловых редукторов для различных модификаций ГТУ.

2. Принцип работы стенда

Принципиальная схема испытательного стенда показана на рис. 1.

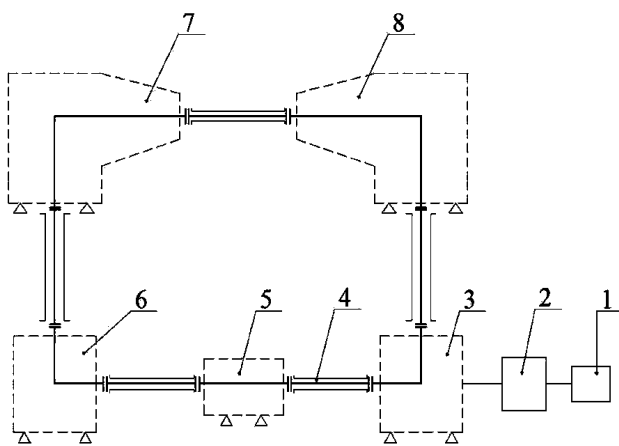


Рис. 1. Принципиальная схема испытательного стенда:

- 1 – электродвигатель; 2 – мультипликатор;
- 3, 6 – нижние редукторы; 4 – рессора ИКМ;
- 5 – нагрузитель; 7, 8 – верхние редукторы воздушного винта

Замкнутая система испытуемых редукторов приводится во вращение электродвигателем постоянного тока 1 с плавной регулировкой частоты вращения. Привод осуществляется через стендовый мультипликатор 2, повышающий частоту вращения до требуемой. Величина крутящего момента, циркулирующего в замкнутом контуре, контролируется по углу закрутки тарированной рессоры 4 с выдачей замера на прибор измерения крутящего момента (ИКМ). Для измерения крутящего момента используются фазоимпульсные датчики собственной разработки и изготовления. Нагружение замкнутого контура угловых редукторов 3, 6, 7 и 8 крутящим моментом производится при помощи гидравлического или волнового нагрузителя 5. Гидравличе-

ский нагрузитель У-361 собственной разработки и изготовления с максимальными параметрами $M_{кр}=16 \cdot 10^3$ Н·м и $n = 7500$ об/мин имеет ресурс безотказной работы более 30 лет.

Необходимо отметить некоторую особенность испытаний редукторов по методу замкнутых мощностей. При взаимном расположении показанном на рисунке 1 редукторы 6 и 7 испытываются с рабочими усилиями и рабочим направлением вращения, а редукторы 3 и 8 – с рабочими усилиями, но обратным направлением вращения.

Испытания на указанном стенде проводятся с обеспечением в силовых элементах редукторов нагрузок и частот вращения, действующих на объекте. Потребляемая мощность приводного двигателя расходуется только на преодоление внутренних потерь в испытуемых редукторах и нагрузителе и составляет около 8-10 % от циркулирующей мощности в замкнутом контуре.

Стенд позволяет с достаточной точностью определить потери в редукторах по контролю силы тока и напряжения на клеммах электродвигателя и температурного перепада масла на входе и выходе из каждого редуктора.

3. Стенд для испытаний редукторов воздушного винта

Стенд создан для испытаний угловых редукторов воздушного винта определенной модификации ГТУ. Принципиальная схема стенда соответствует рисунку 1, его внешний вид показан на рис. 2.

Одновременно с испытанием 4-х угловых редукторов на этом стенде проходят испытания штатные (поставочные) вертикальные трансмиссии, расположенные между редукторами воздушного винта и нижними редукторами, а также горизонтальная трансмиссия нижнего редуктора. Соединение редукторов воздушного винта между собой выполняется при помощи стендовой рессоры и двух эластичных муфт.

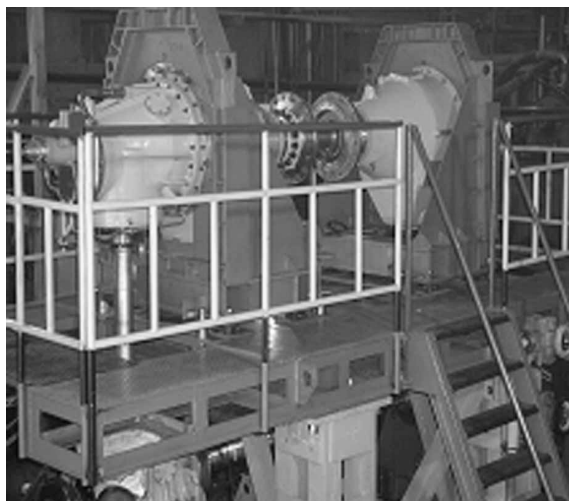


Рис. 2. Стенд для испытания редукторов воздушного винта

Частота вращения приводной трансмиссии стенда, соответствующая частоте вращения штатного ГТД, составляет $n = 7000$ об/мин. Циркулирующая в замкнутом контуре мощность $N = 6000$ кВт.

В процессе испытаний проводится контроль следующих параметров:

- температуры и давления масла на входе и выходе из редукторов;
- расхода масла через каждый редуктор;
- частоты вращения трансмиссий;
- угол закрутки тарированной рессоры;
- сила тока и напряжения на клеммах электродвигателя;
- корпусная амплитудная вибрация редукторов.

При длительных испытаниях головных редукторов на этом стенде на режиме максимальной нагрузки и максимальной температуре масла на входе в редуктора, что соответствует экстремальным условиям работы редукторов по техническим условиям, произошло превышение корпусной вибрации редуктора 8 (рис. 1) до 100 мм/с при допустимом значении 35 мм/с. После дополнительного подкрепления силовых конструкций стенда и улучшения центровки всех испытываемых элементов корпусная вибрация редукторов не превышала допустимых значений. Этот факт подтверждает главенствующую роль же-

сткости силовых элементов стенда и точности центровки редукторов на результаты испытаний.

Особое внимание необходимо обратить на центровку редукторов на рассматриваемом стенде замкнутого контура с ортогональными пересекающимися осями.

Исходное условное положение редукторов в замкнутом контуре показано на рис. 3. Расчет перемещений элементов многозвеньеовой системы сложен, так как перемещение любого элемента вызывает перемещение всех последующих, а вычисление этих дополнительных перемещений вносит изменения в результаты исходных замеров (угловых смещений в точках присоединения валов), которые являются единственной информацией о взаимном и соответственно пространственном положении редукторов.

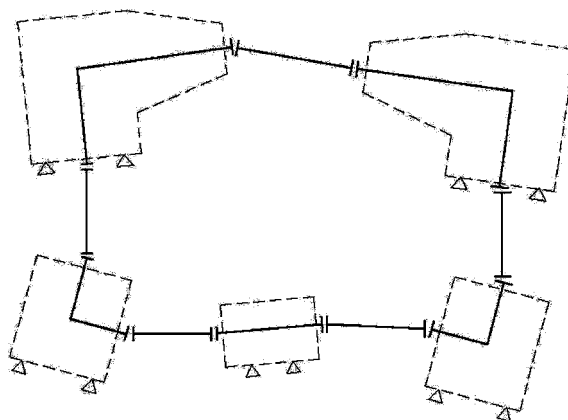


Рис. 3. Исходное положение редукторов в замкнутом контуре

Для выполнения всего комплекса расчетов была составлена программа для ЭВМ, использование которой позволило улучшить центровку и существенно сократить ее время проведения в основном за счет рационального выбора базового механизма и значительного сокращения числа пробных перемещений [4].

В настоящее время указанный стенд находится в работоспособном состоянии и готов к очередным испытаниям.

4. Универсальный стенд для испытаний угловых редукторов

Стенд создан для испытаний угловых редукторов воздушного винта и вентилятора, трансмиссий кораблей на воздушной подушке. Принципиальная схема стенда в основном соответствует показанной на рис. 1, но с некоторыми, не показанными на рисунке, различиями в части приводной трансмиссии. Так, в качестве одного из приводных мультипликаторов используется авиационный редуктор АИ-20. Внешний вид стенда изображен на рис. 4.

Параметры испытываемых редукторов на этом стенде, а также контролируемые параметры во время испытания и условия центровки в основном аналогичны стенду, изображенному на рис. 2.



Рис. 4. Универсальный стенд для испытаний угловых редукторов

Данный стенд является универсальным. На нем испытываются угловые редуктора воздушного винта и вентилятора различных трансмиссий как серийных изделий, так и вновь создаваемых.

Этот стенд также позволяет проводить испытания цилиндрических редукторов по замкнутому

контуру благодаря имеющемуся универсальному присоединительному модулю.

Заключение

Созданные стенды для испытаний угловых редукторов по методу замкнутых мощностей имеют бесспорное преимущество по сравнению с полномерными испытаниями редукторов с приводом от ГТД вследствие:

- отсутствия ГТД и систем его обеспечения;
- отсутствия мощного загрузочного устройства или штатного движителя (воздушного винта);
- полной экономии топлива и масла на работу ГТД;
- возможности более точного определения потерь (кпд) в испытываемых редукторах.

Литература

1. Решетов Д.Н. Машины и стенды для испытания деталей. – М.: Машиностроение, 1979. – 343 с.
2. Материалы третьего мирового конгресса по редукторам и силовым трансмиссиям. – Париж, 1992. – 840 с.
3. Флик Э.П. Состояние и тенденции развития стендового оборудования и методов испытаний силовых механических приводов сельскохозяйственных машин. – М., ЦНИИ ТЭИТракторсельмаш, 1977. – 40 с.
4. Селивановский В.Ю., Селивановский Ю.М., Сорочан В.В. Ускорение центровки редукторов на стендах замкнутого контура // Международная научно-техническая конференция «Современное состояние производства и метрологии зубчатых передач». – Х., 2003. – С. 88-90.

Поступила в редакцию 30.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.П. Попов, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев.

УДК 531.8

Н.Г. ТОЛМАЧЕВ, А.А. ПОТАПЕНКО

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

ДОКАЗАТЕЛЬСТВО ПРАВОМЕРНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПЕРВОГО НАЧАЛА ТЕРМОДИНАМИКИ В ГИПОТЕЗЕ БИ-ВЕЩЕСТВА

Доказана правомерность использования закона сохранения энергии во взаимодействии естественно-природных нанообъектов в виде, аналогичном первому началу термодинамики, т.е. баланса кинетической, потенциальной энергий и работ, затрачиваемых на взаимодействие в каждом из объектов. Расчетное определение фундаментальных физических констант на основе такого положения показало перспективность его использования при исследовании свойств би-вещества.

би-вещество, закон сохранения энергии, физические константы

Введение

Перспективным направлением фундаментальных исследований [1, 2] является гипотеза би-вещества [3], состоящего из барионного (б) и тахионного (т) квантов (рис. 1) построенная на использовании энергетического инварианта, законов классической механики и первого начала термодинамики как закона сохранения энергии.

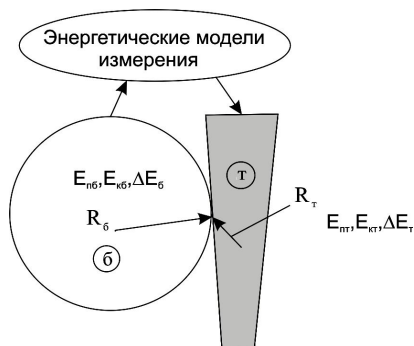


Рис. 1. Схема оценки параметров барионного (б) и тахионного (т) квантов в би-веществе с помощью энергетических моделей измерения:
 E_k и E_n – кинетические и потенциальные энергии квантов; ΔE – энергии, затрачиваемые на взаимодействие;
 R – радиусы взаимодействий

Идея сохранения энергии появилась как философская догадка, а к середине XIX века оформилась в виде физического закона.

Одной из форм такого закона сохранения является первое начало термодинамики [4], которое сфор-

мулировано Г. Гельмгольцем в 1847 г. и записывается в следующем виде:

$$Q = U + W, \quad (1)$$

где Q – энергия, подведенная к системе;
 W – работа, совершаемая системой;
 U – внутренняя энергия системы.

Первый закон термодинамики (1) прошел многократную экспериментальную проверку.

Решение задачи

Применительно к квантам би-вещества можно принять, что их кинетическая энергия ($E_{кб, т}$) эквивалентна энергии, подведенной к системе (Q), потенциальная энергия ($E_{пб, т}$) является внутренней энергией квантов (U), а $\Delta E_{б, т}$ представляет собой работу, затрачиваемую квантами на их взаимодействие (W). Поэтому применительно к каждому из квантов би-вещества следует записать:

$$E_{кб} = E_{пб} + \Delta E_b, \quad (2)$$

$$E_{кт} = E_{пт} + \Delta E_t, \quad (3)$$

где $E_{кб, т}$ и $E_{пб, т}$ – кинетические и потенциальные энергии барионного и тахионного квантов;

ΔE_b и ΔE_t – энергии, затрачиваемые на взаимодействие квантов друг с другом.

Использование закона сохранения энергии в таком виде позволило не только количественно оценить физические параметры вещества [1], но и вы-

явить ряд новых положительных моментов гипотезы би-вещества.

Нетрудно заметить, что представленная в данной работе запись закона сохранения энергии через первое начало термодинамики не соответствует его представлению, имеющему место в релятивистской механике:

$$E=mc^2, \quad (4)$$

где E – некая полная энергия [5].

В различном представлении энергии рассматриваемых объектов и заключается принципиальное отличие принятого закона сохранения (2), (3) от существующего в релятивистской физике.

Представление закона сохранения энергии в таком виде обеспечивает массам барионного и тахионного квантов возможность обладать кинетической и потенциальной энергиями, а значит сохранять свою величину неизменной в зависимости от скорости взаимодействия, тогда как в записи (4) с увеличением скорости масса возрастает, а затем (с падением скорости) неизвестно куда исчезает.

Представление же закона сохранения энергии в виде выражений (2) и (3), не только не нарушает

закон сохранения массы, но и позволяет исследовать закономерности перехода одного вида энергии (потенциальной в кинетическую или наоборот) в другой, что чрезвычайно важно при оценке условий преобразования вещества.

Эта особенность принципиально отличает гипотезу би-вещества от таких фундаментальных теорий, как теория относительности [5], квантово-электродинамическая теория [6] и теория струн [7], для которых непреодолимой является оценка объектов на предельно малом и нулевом расстоянии между ними.

Представление квантов би-вещества в виде взаимодействующих энергий позволило выявить и ряд новых закономерностей, присущих би-веществу.

На основе этих моделей установлено, что каждый из них обладает собственным пространством ($R_b \neq R_m$), собственными временем ($\tau_b \neq \tau_t$) и скоростями ($v_b \neq v_m$) распространения взаимодействий (табл. 1), что является следствием неравенства пространств ($R_b \neq R_m$) и времени ($\tau_b \neq \tau_m$) присущих барионному и тахионному квантам.

Таблица 1

Изменение энергий и свойств квантов би-вещества с учетом температуры (T_b) барионного кванта ($P_b = 101325,52$ Па)

$T_b, ^\circ\text{K}$	273,15	5739387,4	$1,0872474 \cdot 10^8$	$6,8649153 \cdot 10^{20}$	$3,5356988 \cdot 10^{26}$	$6,5944125 \cdot 10^{30}$
$E_{nb}, \text{Дж}$	$9,3036834 \cdot 10^{-50}$	$1,9549303 \cdot 10^{-45}$	$3,7033445 \cdot 10^{-44}$	$2,3383038 \cdot 10^{-31}$	$1,2043175 \cdot 10^{-25}$	$2,246166 \cdot 10^{-21}$
$E_{kb}, \text{Дж}$	$3,771279 \cdot 10^{-21}$	$1,361267 \cdot 10^{-15}$	$5,9757739 \cdot 10^{-14}$	1713,6822	$3,7820249 \cdot 10^{10}$	$1,1711848 \cdot 10^{16}$
$\Delta E_b, \text{Дж}$	$3,771279 \cdot 10^{-21}$	$1,361267 \cdot 10^{-15}$	$5,9757739 \cdot 10^{-14}$	1713,6822	$3,7820249 \cdot 10^{10}$	$1,1711848 \cdot 10^{16}$
$E_{nt}, \text{Дж}$	$7,7850123 \cdot 10^{71}$	$2,1567124 \cdot 10^{66}$	$4,9129246 \cdot 10^{64}$	$1,7131838 \cdot 10^{48}$	$7,7626475 \cdot 10^{40}$	$2,5067373 \cdot 10^{35}$
$E_{kt}, \text{Дж}$	$7,7850123 \cdot 10^{71}$	$2,1567124 \cdot 10^{66}$	$4,9129246 \cdot 10^{64}$	$1,7131838 \cdot 10^{48}$	$7,7626475 \cdot 10^{40}$	$2,5067373 \cdot 10^{35}$
$\Delta E_m, \text{Дж}$	$2,2461661 \cdot 10^{-21}$	$2,246166 \cdot 10^{-21}$	$2,246166 \cdot 10^{-21}$	$2,246166 \cdot 10^{-21}$	$2,246166 \cdot 10^{-21}$	$2,2461661 \cdot 10^{-21}$
$M_b, \text{кг}$	$1,12953 \cdot 10^{-12}$	$5,7262116 \cdot 10^{-9}$	$7,1258291 \cdot 10^{-8}$	6676,1672	$5,2527927 \cdot 10^8$	$2,4043092 \cdot 10^{12}$
$M_m, \text{кг}$	$2,76061 \cdot 10^{-41}$	$8,2234832 \cdot 10^{-39}$	$4,4160573 \cdot 10^{-38}$	$9,10,95109 \cdot 10^{-31}$	$1,6726465 \cdot 10^{-27}$	$4,6110956 \cdot 10^{-25}$
$R_b, \text{м}$	$3,3788074 \cdot 10^{-9}$	$2,3772458 \cdot 10^{-7}$	$8,3860644 \cdot 10^{-7}$	$2,5668717 \cdot 10^{-1}$	72,000367	4871,197
$R_m, \text{м}$	$1,9885362 \cdot 10^{-9}$	$3,9225943 \cdot 10^{-13}$	$3,1521392 \cdot 10^{-14}$	$3,3644461 \cdot 10^{-25}$	$4,2761263 \cdot 10^{-30}$	$9,3422282 \cdot 10^{-39}$
$\tau_b, \text{с}$	$5,778248 \cdot 10^{-5}$	$4,8757077 \cdot 10^{-4}$	$9,1575575 \cdot 10^{-4}$	$5,0664372 \cdot 10^{-1}$	8,4853236	69,794067
$\tau_m, \text{с}$	$1,189703 \cdot 10^{-65}$	$2,4221833 \cdot 10^{-65}$	$2,988507 \cdot 10^{-65}$	$2,4533634 \cdot 10^{-64}$	$6,276977 \cdot 10^{-64}$	$1,267070 \cdot 10^{-63}$
$v_b, \text{м/с}$	$5,7782 \cdot 10^{-5}$	$4,8757002 \cdot 10^{-4}$	$9,1575433 \cdot 10^{-4}$	$5,0664233 \cdot 10^{-1}$	8,4853104	69,793959
$v_m, \text{м/с}$	$1,671146 \cdot 10^{56}$	$1,6194455 \cdot 10^{52}$	$1,0547534 \cdot 10^{51}$	$1,3713603 \cdot 10^{39}$	$6,8124072 \cdot 10^{33}$	$7,37309 \cdot 10^{29}$
$F, \text{кг}$	$1,1295285 \cdot 10^{-12}$	$5,7262116 \cdot 10^{-9}$	$7,1258291 \cdot 10^{-8}$	6676,1672	$5,2527927 \cdot 10^8$	$2,4043029 \cdot 10^{12}$

Кроме того, с помощью этих же моделей установлено, что важнейшие физические константы, отображающие закон сохранения массы, такие, как числа Авогадро и газовые постоянные, сохраняют свое неизменное значение ($N_{Ab}=N_{Am}$; $R_0^2=R_m^2$) в обоих квантах би-вещества (рис. 2).

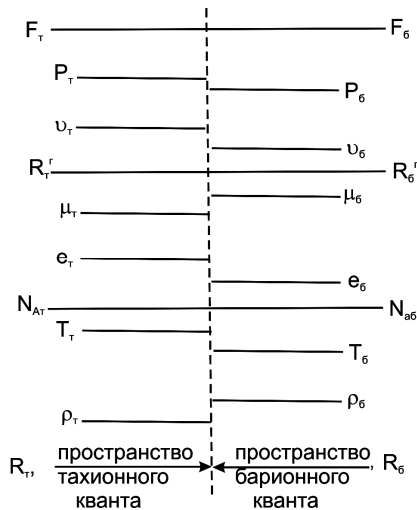


Рис. 2. Схема изменения свойств би-вещества:
 ρ – плотность; T – температура, N_A – число Авогадро;
 e – элементарный электрический заряд;
 μ – магнитная индукция; R^2 – газовая постоянная;
 v – скорость взаимодействия; P – давление;
 F – сила взаимодействия

Все же остальные свойства и параметры би-вещества на границах его квантов такие как плотность, температура и давление, скорости взаимодействий, элементарный электрический заряд и все другие изменяются скачкообразно. Особенно разителен скачок температур на несколько порядков, т.е. в пространстве $1,5 \cdot 10^{-9} \text{ м} < R < 2,1 \cdot 10^{-9} \text{ м}$ имеет место область транснаблюдаемых свойств вещества.

Кроме того, в этой же зоне сопряжения поверхностей энергообмена между квантами би-вещества наряду с сохранением фундаментальных констант имеют место неравенства:

- импульса силы, т.е. $F_0 \tau_0 \neq F_m \tau_m$;
- количества движения, т.е. $M_0 v_0 \neq M_m v_m$;
- энергий, затрачиваемых на взаимодействие, т.е. $\Delta E_0 \neq \Delta E_m$. Так, например, исходя из данных, приве-

денных на рис. 2, гипотеза би-вещества позволяет с новых позиций подойти к толкованию закона сохранения заряда, сущность которого заключается в том, что алгебраическая сумма электрических зарядов в любой замкнутой системе остается неизменной, какие бы процессы в этой системе ни происходили. Поскольку электрический заряд дискретен, то каждая элементарная частица вещества характеризуется определенным присущим ей электрическим зарядом, но лишь в области явлений, в которых не происходит взаимопревращение частиц. В связи с этим современная физика выполнение закона сохранения энергии рассматривает как следствие сохранения числа элементарных частиц вещества.

Сохраняется ли действие этого закона в би-веществе?

Расчеты показывают (табл. 2), что в пространстве между R_0 и R_1 электрические заряды взаимодействующих квантов различаются почти на 100 порядков т.е. в пограничной области взаимодействия барионного и тахионного квантов электромагнитные характеристики изменяются скачкообразно, причем на существенную величину. Из приведенных данных следует, что закон сохранения заряда в барионном кванте ограничен $R=3,3388079 \cdot 10^{-9}$, т.е. примерно восьмой электронной орбитой. Итак, на основе гипотезы би-вещества обнаружен ряд новых свойств этой субстанции и получены численные значения как уже известных, так и еще ненаблюдаемых параметров, в особенности у тахионного кванта.

Для доказательства правомерности использования первого начала термодинамики в гипотезе би-вещества воспользуемся принципом соответствия.

Принцип соответствия был выдвинут Н. Бором [8] в рамках квантовой механики и обоснован сохранением в квантах определяющей физической величины. Он хорошо используется в квантовой электродинамике, теории элементарных частиц и других фундаментальных моделях.

Таблица 2

Значения наблюдаемых электромагнитных характеристик
пограничной зоне ($R_6, \dots, R_T$) взаимодействия барионного (б) и тахионного (т) квантов

Свойства вещества	В барионном кванте (б)	Размеры квантов, м	В тахионном кванте (т)
Элементарный электрический заряд, Кл	$e_6=1,6021892 \cdot 10^{-19}$	$R_6=3,3388079 \cdot 10^{-9}$ $R_m=1,9885362 \cdot 10^{-9}$	$e_m=52027244 \cdot 10^{80}$
Электрическая постоянная, Ф/м	$\varepsilon_{06}=8,8547878 \cdot 10^{-12}$		$\varepsilon_{0m}=2,0503342 \cdot 10^{24}$
Магнитная постоянная, Н/А ²	$\mu_{06}=1,2566371 \cdot 10^{-6}$		$\mu_{0m}=40108165 \cdot 10^{-250}$

Гипотеза би-вещества как новая теория, естественно, претендует на более полную оценку материализованной энергии, на более точное описание физической реальности и поэтому согласно принципу соответствия должна включать в себя ранее наблюдаемые свойства вещества, как частные случаи новой теории.

Вновь предложенная энергетическая модель взаимодействия барионного и тахионного квантов направлена главным образом на выявление свойств вещества в тахионном кванте и расширение границ наблюдаемости барионного кванта, который является объектом предыдущих исследований во всех направлениях теории познания.

С учетом этого обстоятельства, естественно, возникла и реализована необходимость установления соответствия физических параметров вещества, найденных на основе энергетических моделей измерения в барионном кванте, с количественной оценкой свойств вещества, осуществленной физикой, химией и другими точными науками в рамках ранее принятых теорий.

Такое соответствие устанавливалось путем сопоставления физических констант, в наиболее полной мере характеризующих барионное вещество.

Сопоставление свойств барионного вещества, определенных по различным моделям, приведено в табл. 3 и осуществлено по таким физическим константам, как число Авогадро, газовая постоянная, нормальные термодинамические параметры: температура и давление, постоянная Больцмана, элементарный электрический заряд, магнитная постоянная

и т.п.

Соответствие физических констант, полученных на основе энергетических моделей измерения и экспериментальным путем различными исследователями и в разное календарное время [10], наблюдается и по другим константам. Поскольку эти физические величины впервые определены на основе единой энергетической модели взаимодействия барионного и тахионного квантов, а экспериментальные их значения получены различными исследователями и в разное время, то, вероятно, значения констант, найденные расчетным путем, следует считать более точными.

Убедительным примером соблюдения принципа соответствия является определение скоростей распространения взаимодействий в барионном и тахионном квантах.

Так, на основе гипотезы би-вещества установлено, что максимальная скорость электромагнитного взаимодействия барионного кванта

$$v_6=2,997916 \cdot 10^8 \text{ м/с},$$

тогда как экспериментально найденная скорость света $c=2,9979246 \cdot 10^8 \text{ м/с}$.

Столь полное соответствие расчетной и экспериментально найденных значений скорости распространения взаимодействия в барионном кванте дает основание считать, что скорости распространения взаимодействий в тахионном кванте:

– при электромагнитном взаимодействии

$$v_9=1,102735 \cdot 10^{19} \text{ м/с и}$$

– при гравитационном взаимодействии

$$v_m=1,671146 \cdot 10^{56} \text{ м/с},$$

Таблица 3

Соответствие физических констант барионного вещества, полученных на основе энергетических моделей измерения, их справочным значениям

Наименование констант	Единицы измерения	Справочные значения [9]	Константы определяемые на основе энергетических моделей измерения	
			Энергетические модели	Численные значения
Давление (нормальное) P	Па	$P=101325, 52$	$P_{\delta} = \frac{E_{\kappa\delta}^{9/2} E_{\kappa m}^{3/2} \Delta E_m^{3/2}}{E_{n\delta}^{9/4} E_{nm}^{9/4} \Delta E_{\delta}^{7/2}}$	$P_{\delta}=101324,92$
Температура (нормальная) T	К	$T=273,15$	$T_{\delta} = E_{n\delta} E_{\kappa m} \Delta E_{\delta}$	$T_{\delta}=273,15106$
Число Авогадро N_A	моль ⁻¹	$N_A=6,0221367 \cdot 10^{23}$	$N_A = \frac{1}{n_A}$	$N_A=6,022045 \cdot 10^{23}$
Нормальный молярный объем V	м ³ /моль	$V=2,24138 \cdot 10^{-2}$	$V_{m\delta} = \frac{E_{n\delta}^{5/2} E_{nm}^{5/2} \Delta E_{\delta}^{17/4}}{E_{\kappa\delta}^3 E_{\kappa\delta}^{3/4} \Delta E_{\delta}}$	$V_{m\delta}=2,2413726 \cdot 10^{-2}$
Универсальная газовая постоянная R^c	Дж/К·моль	$R^c=8,31441$	$R_{m\delta}^c = \frac{E_{nm}^{1/4} E_{\kappa\delta}^{3/2} \Delta E_m^{1/2}}{E_{n\delta}^{3/4} E_{\kappa m}^{1/4} \Delta E_{\delta}^{1/4}}$	$R_{m\delta}^c=8,314449$
Число Лошмидта, N_L	м ⁻³	$N_L=2,686754 \cdot 10^{25}$	$N_L = \frac{1}{V_{\delta}}$	$N_L=2,6867508 \cdot 10^{25}$
Постоянная Больцмана, K_{δ}	Дж/К	$K_{\delta}=1,380662 \cdot 10^{-23}$	$K_{\delta} = \frac{R_{m\delta}^c}{N_A} = \frac{1}{E_{n\delta} E_{\kappa m}}$	$K_{\delta}=1,3806569 \cdot 10^{-23}$
Постоянная Стефана-Больцмана σ	Вт/м ² К ⁴	$\sigma = 5,67032 \cdot 10^{-8}$	$\sigma_{\delta} = \frac{E_{n\delta}^{11/2} E_{\kappa\delta}^{3/2} E_{\kappa m}^3 \Delta E_{\delta}^7}{E_{\kappa\delta}^3 \Delta E_T}$	$\sigma_{\delta} = 6,105655 \cdot 10^{-8}$
Скорость света C	м/с	$C=2,9979246 \cdot 10^8$	$\upsilon_{\delta} = \frac{E_{\kappa\delta}^{3/8} E_{\kappa m}^{1/4} \Delta E_{\delta}^{1/4}}{E_{nm}^{1/8} E_{\kappa\delta}^{1/4} \Delta E_{\delta}^{1/4}}$	$\upsilon_{\delta}=2,997916 \cdot 10^8$
Элементарный электрический заряд e	Кл	$e=1,6021892 \cdot 10^{-19}$	$e_{\delta} = \frac{E_{\kappa\delta}^{17/4} E_{\kappa m}^{3/4} \Delta E_{\delta}^{5/4}}{E_{n\delta}^{15/8} E_{nm}^{11/8} \Delta E_{\delta}^{13/4}}$	$e_{\delta}=1,6022125 \cdot 10^{-19}$
Электрическая постоянная ϵ_0	Ф/м	$\epsilon_0=8,8541878 \cdot 10^{-12}$	$\epsilon_{0\delta} = \frac{E_{\kappa\delta}^9 E_{\kappa m}^2 \Delta E_{\delta}^3}{E_{n\delta}^{9/2} E_{nm}^{7/2} \Delta E_{\delta}^8}$	$\epsilon_{0\delta}=8,85438796 \cdot 10^{-12}$
Магнитная постоянная μ_0	н/А ²	$\mu_0=1,25663706 \cdot 10^{-6}$	$\mu_{0\delta} = \frac{E_{n\delta}^{15/4} E_{nm}^{15/4} \Delta E_{\delta}^{15/2}}{E_{\kappa\delta}^{17/2} E_{\kappa m}^{5/2} \Delta E_{\delta}^{5/2}}$	$\mu_{0\delta}=1,2566062 \cdot 10^{-6}$
Число Фарадея	Кл/моль	$F=96484,56 \cdot 10^{-6}$	$F_{\delta} = \frac{E_{\kappa\delta}^{23/4} E_{\kappa m}^{3/2} \Delta E_{\delta}^{7/4}}{E_{n\delta}^{11/8} E_{nm}^{9/8} \Delta E_{\delta}^{7/2}}$	$F_{\delta}=96484,61 \cdot 10^{-6}$
Постоянная Планка	Дж·с	$h_e = 6,626176 \cdot 10^{-34}$	$h_{\delta} = \frac{1}{2\alpha} \frac{E_{n\delta}^{3/8} E_{nm}^{7/8} \Delta E_{\delta}^{5/4}}{E_{\kappa\delta}^{1/4} E_{\kappa m}^{3/4} \Delta E_{\delta}^{1/4}}$	$h_{\delta} = 6,6202048 \cdot 10^{-34}$
Магнетон Бора	эрг/Гс	$\mu_B = 9,274096 \cdot 10^{-24}$	$\mu_B = \frac{\alpha^3}{2^3} \frac{E_{\kappa\delta}^{5/2} E_{\kappa m}^{1/2} \Delta E_{\delta}^{1/2}}{E_{n\delta}^{3/4} E_{nm}^{3/4} \Delta E_{\delta}^{3/2}}$	$\mu_B = 9,1594865 \cdot 10^{-24}$

вычисленные в рамках гипотезы би-вещества, соответствуют истинным значениям, т.е. превышают скорость света на 11 и 48 порядков соответственно.

Схема на принцип соответствия может быть оправдана и тем обстоятельством, что все физические константы как в гравитационном, так и в электромагнитном взаимодействиях, найденные с помощью энергетических моделей измерения, показаны на основе единой теории би-вещества

Таким образом, приведенные в табл. 3 данные наиболее убедительно свидетельствуют о правомерности использования закона сохранения энергии в виде первого начала термодинамики при оценке свойств би-вещества.

Заключение

В гипотезе би-вещества для каждого из его квантов в качестве закона сохранения энергии использовано первое начало термодинамики, что позволило барионный и тахионный кванты представить в виде кинетической и потенциальной энергий, а также работ, затрачиваемых на их взаимодействие.

Такое представление закона сохранения энергии позволило новой гипотезе би-вещества обеспечить работоспособность на очень малых и нулевых расстояниях, т.е. даже в случае, когда потенциальная энергия барионного кванта равна нулю, что является недоступным для наиболее продвинутых теорий – относительности, квантовой электродинамики и теории струн.

Наиболее убедительным доказательством правомерности использования первого начала термодинамики в гипотезе би-вещества является практически полное соответствие численных значений, таких физических констант, как число Лошмидта, постоянная Больцмана, постоянная Стефана - Больцмана, нормальное давление, число Авогадро, универсальная газовая постоянная, скорость света, число Фарадея, постоянная Планка, магнетон Бора и других, определенных на основе этой гипотезы, с их справочными значениями.

Это дает основание считать, что и полученные на основе этой же гипотезы численные значения физических параметров тахионного кванта (в частности, скоростей в его гравитационном

$$v_m = 1,671146 \cdot 10^{56} \text{ м/с}$$

и в электромагнитном

$$v_e = 1,102735 \cdot 10^{-19} \text{ м/с}$$

взаимодействиях, превышающих скорость света соответственно на 48 и 11 порядков) имеют достоверный характер.

Литература

1. Силк Д. Большой взрыв. Рождение и эволюция Вселенной. – М.: Мир, 1982. – 272 с.
2. Ксанфомалити Л. Темная Вселенная // Наука и жизнь. – 2005. – № 5. – С. 58-68.
3. Толмачев Н.Г. Би-вещество. Энергетические модели измерения физических параметров. – Х.: ХАИ, 2007. – 49 с [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: <http://www.khai.edu/download/bi-substance.zip>.
4. Толмен Р. Относительность, термодинамика и космология. – М.: Наука, 1974. – 463 с.
5. Эйнштейн А. Эфир и теория относительности: Сб. науч. тр. – М.: Наука, 1965. – 216 с.
6. Фейнман Р. Квантовая электродинамика – странная теория света и вещества. – М.: Наука, 1988. – 144 с.
7. Официальный сайт теории струн (перевод <http://superstringtheory.com/index.html>) [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: <http://www.astronet.ru/db/msg/1199352/index.html>.
8. Бор Н. О спектрах и строении вещества. – М.: Наука, 1923. – 156 с.
9. Спиридонов О.П. Фундаментальные физические постоянные. – М.: Высш. шк., 1991. – 236 с.

Поступила в редакцию 15.06.2007

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

УДК 631.7.04-197:631:7.019.12

В.О. ПОВГОРОДНИЙ*Институт проблем машиностроения НАН Украины им. А.Н. Подгорного, Украина***ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ПЛАТЫ С ЭЛЕКТРОННЫМИ РАДИОТЕХНИЧЕСКИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ**

Приведены экспериментальные исследования платы с размещенными на ней электрорадиоэлементами (ЭРЭ). При исследовании на термостойкость использовались камеры тепла или температурного прогона, а также термовлагокамеры. В последующем полученные результаты по температурам можно использовать при проектировании системы охлаждения на отечественных самолетах, а также в расчетах экспериментальных показателей безотказности (наработки на отказ и вероятности безотказной работы).

температура, градиент, плата, термокамера, термовлагокамера, авиация, бортовая аппаратура**Введение**

Циклограмма комплексного нагружения во влаготермобаровиброкамере, имитирующая один полет [1] отражает:

- повышенную влажность;
- повышенную температуру;
- пониженное давление.

Условные обозначения параметров:

P – атмосферное давление;

T^* – температура окружающей среды;

φ – влажность;

$t_{\text{ц}}$ – время цикла;

t_0 – время имитации предполетных условий;

t_n – время имитации полета.

Испытания проводятся в двух камерах:

- на влажность при нормальных условиях (температуре и давлении) в течение времени t_0 ;
- на термобаровибронагружение в течение времени t_n .

Количество циклических воздействий температур в одном цикле испытаний БО на безотказность $\varphi_{\text{и}}^{\Delta T^*}$, эквивалентное годовому количеству термоциклов, определяется:

- количеством циклов изменения температур $\varphi_{\text{э.хр}}^{\Delta T^*}$, годовым и суточным диапазонами изменения температур окружающей среды за год эксплуатации;

– количеством полетов за год эксплуатации $Q_{\text{г}}$ и диапазонами изменения температур в отсеках $\Delta T_{\text{от}}^*$ в режиме применения;

- термоинерциальностью БО;
- испытательным диапазоном изменения температур в термокамере $\Delta T_{\text{и}}^*$.

Использование комплексного подхода для режима работы БО с воздействием пониженного атмосферного давления и термоциклирования определяется разработчиком БО в зависимости от уровней атмосферного давления и температуры, устанавливаемых в отсеках размещения БО. Одновременно осуществляется периодическое кратковременное (до 5 с) включение-выключение БО. В технически обоснованных случаях воздействие пониженного атмосферного давления допускается не проводить или проводить отдельно. Циклическое воздействие температур на БО должно осуществляться методом двух камер – тепла и холода. Время переноса БО из одной камеры в другую должно определяться объемом монтажных работ.

1. Формулирование проблемы

В настоящее время конструкции РЭА встречаются прямоугольной формы (модуль воздушных параметров (МВП)). МВП устанавливается на самолетах АН-124 «Руслан», ИЛ-76 и предназначен для

измерения основных параметров полета (высоты, истинной и приборной скорости, числа Маха, температуры воздуха), размещаемый в закабинном отсеке самолета. Испытания на термостойкость проводятся на специальных стендах и в термокамерах.

Холодильная камера ULTF320 представлена на рис. 1.



Рис. 1. Холодильная камера ULTF320

Возможности лабораторного комплекса ускоренных климатических испытаний (рис. 2):

- аппарат искусственной погоды *везерометр* *Ci 3000+* позволяет имитировать воздействие радиации и периодического орошения,

- холодильная камера *ULTF320* позволяет проводить испытания на морозоустойчивость различных материалов и покрытий, эксплуатируемых в условиях крайнего Севера,

- с помощью термостатов проводятся испытания в диапазоне температур от 20 до 350 °С,

- в камерах влаги имитируются условия повышенной влажности (97±3)% при различных температурных режимах от 10 до 90 °С.



Рис. 2. Лабораторный комплекс ускоренных климатических испытаний

Весь лабораторный комплекс позволяет имитировать:

- климатические условия от влажных тропиков до районов крайнего Севера,
- воздействие УФ-радиации, агрессивных сред, периодического орошения,
- температурные воздействия от –85 до 1500 °С.

2. Решение проблемы

Исходные данные для цикла испытаний по климатическим воздействиям:

- атмосферное пониженное давление: 40 кПа (307 мм рт.ст.);
- рабочая температура отсека в режиме применения: 27°С (длительно);
- относительная влажность при температуре 35°С: 98%.

Продолжительность циклических воздействий температур в одном цикле испытаний $t_{ul}^{\Delta T^*}$ определяется общим количеством термоциклов и термоинерциальностью бортового оборудования (БО) по следующей зависимости

$$t_{ul}^{\Delta T^*} = \Phi_u^{\Delta T^*} (\tau_0 + \tau_n),$$

где τ_n , τ_0 – время достижения (нагрева τ_n , охлаждения τ_0), наиболее массивным узлом (элементом) БО при установленной температуре в испытательной камере.

Время τ_n и τ_0 определяется экспериментальным методом. В процессе циклических воздействий температур БО должно периодически находиться в рабочем состоянии.

Одновременно осуществляется периодическое кратковременное (до 5 с) включение-выключение БО.

Разновидностью лабораторных термостатов являются камеры тепла или камеры температурного прогона (рис. 3). Эти климатические камеры являются технологическим оборудованием и предна-



Рис. 3. Камера тепла и температурного прогона

значены для проверки работоспособности электронных устройств, при изменении температуры внешней среды.

Повышенная влажность и изменение температуры. Продолжительность воздействия повышенной влажности при температуре $T^* = 40^\circ\text{C}$ в одном испытательном цикле: $t_{ul}^{ВП} = 24,5$ ч.

Испытательный диапазон изменения температуры от минус 60°C до плюс 70°C ($\Delta T_u^* = 130^\circ\text{C}$).

Для температуры в отсеке $T_{OT}^* = 82,5^\circ\text{C}$ количество термоциклов:

— для имитации режима содержания в готовности и на стоянке: $\varphi_{u.xp}^{\Delta T^*} = 2,02$;

— для имитации режима применения: $\varphi_{u.n}^{\Delta T^*} = 2,01$.

Общее количество термоциклов в цикле испытаний $\varphi_u^{\Delta T^*}$:

$$\varphi_u^{\Delta T^*} = 2,01 + 2,02 = 4,03 \text{ (4 цикла)}.$$

Продолжительность достижения установившегося уровня заданной температуры $\tau_n(\tau_0)$ в камерах тепла и холода в самом массивном узле изделия

$$\tau_n = \tau_0 = 1,5 \text{ ч.}$$

Продолжительность термоциклирования в цикле испытаний $t_{ul}^{\Delta T^*}$:

$$t_{ul}^{\Delta T^*} = \varphi_u^{\Delta T^*} (\tau_n + \tau_0) = 4 \cdot 3 = 12 \text{ ч.}$$

Циклическое воздействие температур на БО должно осуществляться методом двух камер – тепла

и холода. Время переноса БО из одной камеры в другую должно определяться объемом монтажных работ. И проводить испытания в течение 12 ч экономически невыгодно.

Климатическая камера тепло-влаги (рис. 4) обеспечивает работу в диапазоне повышенной влажности



Рис. 4. Камера тепла и влажности

— от естественной ... 99%, в диапазоне температур от $30 \dots 75^\circ\text{C}$.

Камеры тепло-влаги предназначены для проведения климатических испытаний в статическом режиме.

В блоках с естественной и принудительной вентиляцией (рис. 5) нижняя и верхняя стенки кожуха имеют отверстия, обеспечивающие поступление воздуха в зазоры между платами снизу вверх и выход его затем наружу. В последнее время, однако, для блоков с принудительной вентиляцией чаще применяется такая конструкция, когда поток воздуха поступает не снизу, из воздухоораспределительного поддона, а сзади. Поддон отсутствует, а труба,

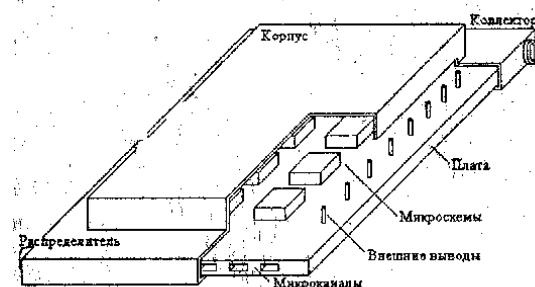


Рис. 5. Электронный модуль с жидкостной системой охлаждения

подводящая охлаждающий воздух извне к блоку, соединяется уже не с поддоном, а с отверстием в кожухе. При этом, масса воздухораспределительных устройств несколько уменьшается.

Чаше всего отказ радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) происходит из-за несоблюдения при их проектировании требований по устойчивости к механическим и тепловым воздействиям. В этой связи большое внимание сегодня уделяется разработке и внедрению методов теплофизического проектирования с учетом температурных напряжений [3].

Таким образом, при эксплуатации бортовой аппаратуры возникают отказы, которые возникают вследствие температуры и температурных напряжений и их можно разбить на три группы, как уже указывалось в предыдущих работах автора:

- разрушение стеклотекстолитовой (гетинаксовой) пластины,
- разрыв контактной дорожки и нарушение крепления ЭРЭ и его внешних выводов,
- выпучивание (термодинамический изгиб) пластины (платы).

В соответствии с вышеперечисленным изменение электрического напряжения возможен электри-

ческий пробой, короткое замыкание и, соответственно, неправильные показания авиационных приборов.

Температурное поле (изотермы) определяется согласно приведенной выше аналоговой зависимости и представлено на рис.6.

Выводы

Экспериментальные испытания бортовой техники позволяют наглядно и численно оценить вероятность работоспособности этих сложных и ответственных конструкций и сравнить с теоретическими результатами.

Литература

1. Повгородний В.О. Испытания на надежность отечественных и зарубежных изделий авиационной техники // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: Сб. научн. тр. – Х.: ХАИ, 2005. – Вып. 27. – С. 139-144.
2. Дульнев Г.Н., Парфенов В.Г., Сигалов А.В. Методы расчета теплового режима приборов. – М.: Радио и связь, 1990. – 312 с.
3. Смирнова З.А., Власов П.В. Прочностные свойства и старение листовых стеклопластиков в различных климатических условиях // Механика полимеров. – 1971. – № 3. – С. 10-12.

Поступила в редакцию 1.06.2007

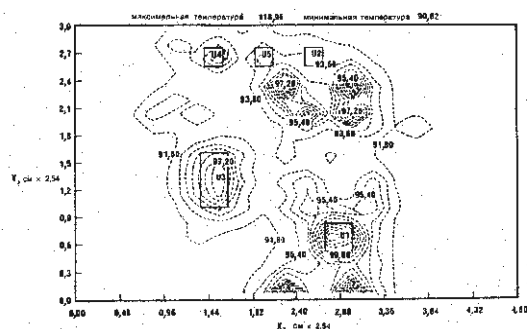


Рис. 6. Изотермы на плате

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

UDC 621.43.004.62

I. LOBODA*National Polytechnic Institute, School of Mechanical and Electrical Engineering, Mexico***GAS TURBINE DIAGNOSTIC MODEL IDENTIFICATION ON MAINTENANCE DATA OF GREAT VOLUME**

This paper deals with an identification procedure of gas turbine nonlinear models for monitoring and diagnostic systems. Introduction of a special time variable into a conventional thermodynamic model helps to create a model of the engine with a variable deterioration level. To identify this model, registration data of great volume and different gas turbine deterioration severity can be attracted. This ensures high accuracy of the identified model as well as quality of a baseline function that can simply be extracted from the model.

gas turbine thermodynamic model, model identification, deviations of measured variables, identification accuracy

Introduction

Design of a gas turbine itself and its systems is deeply related with calculations on the base of gas path mathematical models of different complexity. A health monitoring system is an integral part of a modern gas turbine; it is applied not only for maintenance needs but for aims of gas turbine development and tests as well. In such systems, nonlinear static gas path models, also called thermodynamic models, are widely used to simulate engine operation at steady states. This is explained by high cost of physical fault simulation, an infrequent display of the faults at real engines, and other causes.

In thermodynamic models, gas path variables (pressures and temperatures of air or gas, rotor speeds, etc) are in relation with atmospheric conditions, engine control variables, and special internal parameters (correction factors). The latter parameters are able to displace performance maps of engine components (compressors, turbines, combustion chamber, etc) simulating their degradation by such a way.

Last computer progress stimulates an application of sophisticated elements in monitoring systems, such as thermodynamic model identification procedure considered in this paper. Identification represents an effective technique of model accuracy enhancement.

During the identification such correction factors are determined which minimize the distance between the model gas path variables and the measured ones. Besides the better model accuracy, the simplification of the diagnosing process is reached because the found estimations of the correction factors contain information of a current technical state of the components.

The diagnostic algorithms based on the model identification constitute a separate approach in gas turbine diagnostics [1 – 7]. The researchers involve different mathematical methods, for instance, weighted-least-squares [6] and Kalman filter [7]. Aretakis et al. [5] proposed and use a combinatorial approach in order to get the estimations when input information is limited. When the researchers have in their disposal the data registered through a prolonged period, they usually calculate successive estimations and analyze them in time [3, 8].

In paper [9], we proposed a gas path polynomial model that takes gradual engine performance degradation in consideration. That model has an additional argument, time variable, and can be identified on registered data of great volume. If we put the time variable equal to zero, the model will be transformed into a good baseline function for diagnostic algorithms.

In the present paper, this idea is developed in

application to the thermodynamic model. Two purposes are achieved by such model identification. The first purpose consists in creating the model of a gradually degraded engine while the second is to have a baseline function of high accuracy. The idea is verified on maintenance data of a stationary gas turbine power plant.

1. General Thermodynamic Model Identification Procedure

A diagnostic process generally includes a stage of computing deviations

$$\delta Y = \frac{Y^* - Y_0(\vec{U})}{Y_0(\vec{U})}, \quad (1)$$

between a measured gas path variable Y^* and a baseline function $Y_0(\vec{U})$ of a healthy engine. The function arguments are united in a vector $\vec{U}$ of operating conditions (atmospheric conditions and engine control variables).

The deviations δY are practically free of an influence of operating conditions and may serve as good degradation indicators. However, a lot of negative factors affect the deviation accuracy masking the degradation effect. The most of them are related with the function $Y_0(\vec{U})$.

It is known that the gas turbine power and climatic curves are smooth. As shown in paper [10], these curves can be well described by a second order full polynomial of four arguments

$$\begin{aligned} Y_0(\vec{U}) = & c_1 + c_2 U_1 + c_3 U_2 + c_4 U_3 + c_5 U_4 + \\ & + c_6 U_1 U_2 + c_7 U_1 U_3 + c_8 U_1 U_4 + c_9 U_2 U_3 + \\ & + c_{10} U_2 U_4 + c_{11} U_3 U_4 + c_{12} U_1^2 + c_{13} U_2^2 + \\ & + c_{14} U_3^2 + c_{15} U_4^2. \end{aligned} \quad (2)$$

Consequently, this polynomial is a good baseline function.

Paper [10] also proves that the thermodynamic model can be used as an engine baseline function.

According to the previous explanations, this model has a structure

$$\vec{Y} = F(\vec{U}, \vec{\Theta}) \quad (3)$$

and relates the gas path variables $\vec{Y}$ with the operating conditions $\vec{U}$ and corrections factors $\vec{\Theta}$. The model (3) is computed as a solution of the system of algebraic equations reflecting the conditions of the components combined work at steady-state regimes.

Every factor Θ is defined as a relative change

$$\Theta = \frac{\nu - \nu_0}{\nu_0} \quad (4)$$

of an actual component performance map parameter ν (corrected flow parameter or efficiency parameter of an analyzed component) from its nominal value ν_0 . If vector $\vec{\Theta}_0$ of fixed correction factors corresponds to a healthy engine, the baseline can be presented by an expression

$$\vec{Y}_0 = F(\vec{U}, \vec{\Theta}_0). \quad (5)$$

The measured values $\vec{Y}_0^*$ of a healthy engine differ from the model-generated values $\vec{Y}_0$ due to the model errors $\vec{\varepsilon}$ and the measurement errors $\vec{\varepsilon}^*$, therefore $\vec{Y}_0^* = \vec{Y}_0 + \vec{\varepsilon} + \vec{\varepsilon}^*$. Identification of model (5) permits to reduce considerably its errors $\vec{\varepsilon}$ in despite of the measurement errors of the data used. Such estimations $\hat{\vec{\Theta}}_0$ are determined that minimize a distance $\Phi(\vec{\Theta})$ between model values and measured values:

$$\begin{aligned} \Phi(\vec{\Theta}_0) &= \|\vec{Y}_0^* - \vec{Y}_0(\vec{U}, \vec{\Theta}_0)\|; \\ \Phi(\hat{\vec{\Theta}}_0) &= \min \Phi(\vec{\Theta}_0). \end{aligned} \quad (6)$$

Accuracy of an identified baseline model

$$\hat{\vec{Y}}_0 = F(\vec{U}, \hat{\vec{\Theta}}_0) \quad (7)$$

depends on a volume of a learning sample with the measured values used for the identification. For better identification accuracy, the learning sample generally

incorporate measurements from different engine operating points (operating modes).

The learning sample problem seems to be challenging. On the one hand, the learning sample must be representative and incorporate the data collected in all passable operation regimes and at different ambient conditions. On the other hand, maintenance conditions do not permit arbitrary changes of an engine operating mode. Moreover, a data collection period is limited by a short time when a gas turbine state can be considered as healthy and invariable.

To overcome the mentioned difficulties, we propose to introduce a time variable into the model (3) and identify such a model on all available maintenance data of variable engine degradation. The identified model will take into consideration a degradation effect. To get a baseline model, the time variable should be fixed. The next section describes details of this approach.

2. Model Identification Details and Input Data Preparation

The idea to introduce a time variable into the gas turbine model and identify such model was firstly verified in our papers [9, 10]. We proposed a new structure of the polynomial model

$$Y(\bar{U}) = Y_0(\bar{U}) + c_{15}t + c_{16}t^2, \quad (8)$$

which is based on baseline function (2). The baseline $Y_0(\bar{U})$ obtained through identification of model (8) have demonstrated notable enhancement and was recommended for health monitoring systems [9].

In these systems, the thermodynamic model is widely used as well. It has some advantages relatively polynomial model. First, model (3) is capable to simulate different faults and is used in many fault localization algorithms. Second, the model can evaluate some important engine performances inaccessible or difficult for direct measurement, such as an engine power and total efficiency. Third, model (3) is physics-based and conserves after the identification its correct behavior in all operating conditions while the

polynomial model is adequate only around the points of the learning sample. That is why the thermodynamic model with a time variable and the corresponding identification procedure are considered below.

We attempted to introduce the time corrections into the thermodynamic model variables according to formula (8) however the identification procedure was not stable. Moreover, this mode is not too physical. Every gas path variable is adjusted independently while real engine degradation changes the variables in certain proportion.

The next attempt, when we introduced the time variable into component performance description, was successful.

It follows from (3) that

$$v = v_0(1 + \Theta) \quad (9)$$

in the original identification procedure while, in the modified procedure, a new performance description

$$v = v_0(1 + \Theta_1 + \Theta_2\bar{t}) \quad (10)$$

is applied, where $\bar{t}$ is a relative time. This expression corresponds to a linear influence of an engine operation time on degradation severity.

To identify the thermodynamic model with the time variable introduced according to formula (10), maintenance registration of a power plant with a free turbine is used. The registration covers the periods of axial compressor fouling, subsequent cleaning, and next fouling. These data present important information for the diagnostics because the fouling can be classified as one of the most frequent gas turbine faults. In the used database, gas path variables and operating conditions were registered within an hour interval.

Two learning samples have been formed: sample 1 of 3800 operating points ($t = 3800$ hours) and sample 2 of the first 1800 points ($t = 1800$ hours). The latter sample is concerned because the fouling effect is practically linear here and the model with a linear degradation mechanism can be identified perfectly. The cleaning takes place after the time point $t = 906$. The power plant condition in this point is considered as

normal and the relative time $\bar{t}$ is equal to zero. In the point $t = 3800$, the variable $\bar{t}$ has its maximal value 0.7235. In the interval before the cleaning, the relative time $\bar{t}$ varies from 0,1165 to 0,3430 according to the fouling severity in this interval.

Other identification conditions, equal for the both samples, are: number of the measured gas path variables is six; number of the estimated correction factors varies from 7 to 11 and table 1 specifies them. Three mechanical components (compressor, compressor turbine, and power turbine) are examined here and two parameters Θ , flow factor and efficiency factor, are generally introduced for every component (parameters from 3 through 8 in the table). Additional parameters 1 and 2 are introduced to take into account different compressor performance shifts at low and high rotation speeds. Moreover, parameters 9-11 are included in order to simulate compressor deterioration according to expression (10).

Table 1

Correction factors used

№	Designation	Factor's name
1	G_{Cn1}	Compressor corrected air flow (low speed)
2	G_{Cn2}	Compressor corrected air flow (high speed)
3	G_C	Compressor corrected air flow
4	η_C	Compressor efficiency
5	A_T	Turbine corrected gas flow
6	η_T	Turbine efficiency
7	A_{PT}	Power turbine corrected gas flow
8	η_{PT}	Power turbine efficiency
9	π_{Ct}	Compressor pressure ratio (time variable)
10	G_{Ct}	Compressor corrected air flow (time variable)
11	η_{Ct}	Compressor efficiency (time variable)

The next section describes the results of the thermodynamic model identification by the original and modified procedures.

3. Results of the Model Identification on Maintenance Data

The estimations $\hat{\Theta}$ of correction factors for two procedures and two input data samples mentioned above are placed in table 2. It can be seen that the differences between the concerned cases are not too great for all factors. With respect to parameters π_{Ct} , G_{Ct} , and η_{Ct} responsible for the degradation simulation, they have physically acceptable values. We can also add that the modified procedure had no difficulties to estimate 11 correction factors while the original procedure was sometimes unstable in this case.

To verify better the identification quality, deviations (1) between the learning sample data and the thermodynamic model are graphically analyzed below. Deviation plots are constructed for four cases: before the identification, after the identification by the original procedure, after the identification by the modified procedure when the time variable is switched off, and after the identification by the modified procedure when the variable is switched on.

We will firstly analyze sample 1 (3800 time points) by the example of a high pressure turbine temperature. fig. 1 shows its deviations δT_{hpt} in the form of time plots for the mentioned four cases. The following can be stated after the plot analysis. 1) The trends provoked by the fouling and the cleaning-induced shifts are well distinguishable. The deviation quality (signal-to-noise ratio) is lower in the right part of the plots. Some causes of the disturbances - in particular, measurement latent defects that are not distinguishable by common filtration methods - have been determined in our papers [10, 11]. The factors that influence the engine but are not taken into account in the model yet - for example, air humidity - can also affect the deviations. 2) The modified procedure is not worse than the original one by the deviation quality (compare plots "b" and "c" of fig. 1). 3) The deviations computed relatively the model with time variable (see

plot “d”) should contain only random fluctuations if the model is adequate to registered data. However, it can be concluded that the deviation still contain remaining effects of the fouling and clearing.

Table 2

Estimations of the correction factors

Procedure	G_{Cn1}	G_{Cn2}	G_C	η_C	A_T	η_T	A_{PT}	η_{PT}	π_{Ct}	G_{Ct}	η_{Ct}
Original (samples 1,2)	-.0971	-.0122	-	.0714	.0293	-.0974	.0666	.0279	-	-	-
Modified (sample 1)	-.0971	-.0122	.0281	.1056	.0146	-.1179	.0633	.0196	-.1262	-.0493	-.0487
Modified (sample 2)	-.0971	-.0122	.0407	.0973	.0333	-.1067	.0723	.0311	-.0765	-.1043	-.0658

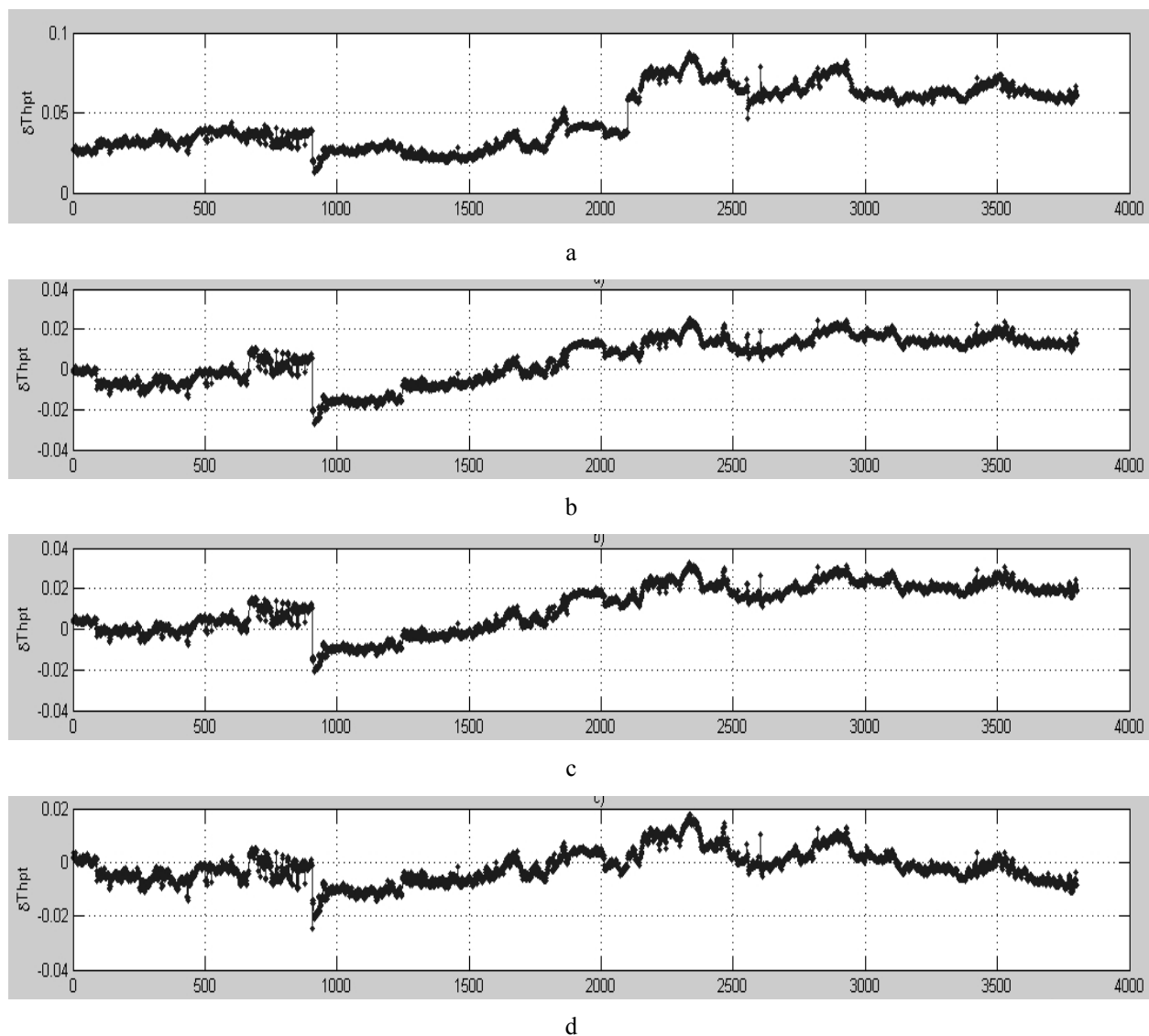


Fig. 1. High pressure turbine temperature deviations for Sample 1

(a – before the identification; b – after the identification by the original procedure;
c – after the identification by the modified procedure when the t-variable is switched off;
d – after the identification by the modified procedure when the t-variable is switched on)

The noted above difficulties of the proposed identification mode should be additionally analyzed. That is why we repeat the previous analysis for sample 2 of 1800 time points. The corresponding deviation

plots δT_{hpt} are constructed in fig.2 for the same four cases as before. Comparing plots “c” and “b”, slight enhancement of the modified procedure relatively the original one can be noted. It can also be seen that the deviations of plot “d” are practically free of the fouling and clearing influence.

fig. 3 shows the deviation plot δP_{hpt} for other measured variable, pressure behind the high pressure turbine. Comparing this figure with fig.2 we can conclude that the deviation disturbances and plot “d” fouling and clearing effects are slightly greater for the pressure variable than for the temperature variable.

Summing up the analysis of the presented deviation plots as well as the analysis of the other monitored gas path variables, we can state that the presented mode of the thermodynamic model identification has demonstrated a slightly higher accuracy. It is also capable to determine greater number of the correction factors and additionally enhance the model in this way. The analysis has demonstrated as well that the investigation should be continued.

Conclusions

A new mode has been proposed of the thermodynamic model identification on great volume registered data with different gas turbine degradation severity. To take into account a variable fouling level, a time variable was introduced into compressor performance description.

Comparison of the modified identification procedure with the original one was made by means of deviation time plots constructed for different data samples. The comparison has shown that the proposed identification mode has better properties.

The obtained model taking into account variable gas path deterioration can be successfully applied in gas turbine monitoring, diagnostics, and prognostics. Moreover, this model can be simply converted into a baseline model of a high quality. Such a model can be widely used in monitoring systems as well.

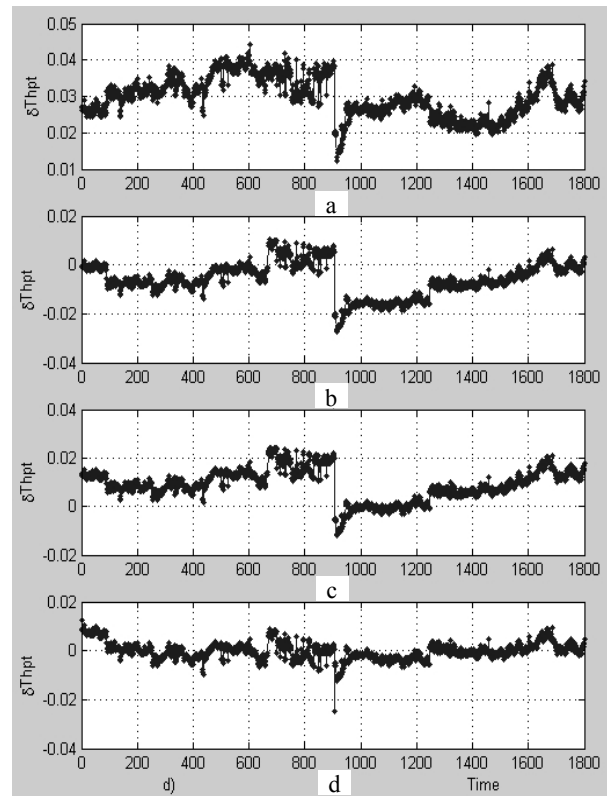


Fig. 2. High pressure turbine temperature deviations for Sample 2 (see in fig. 1 the explanations for plots “a”, “b”, “c”, and “d”)

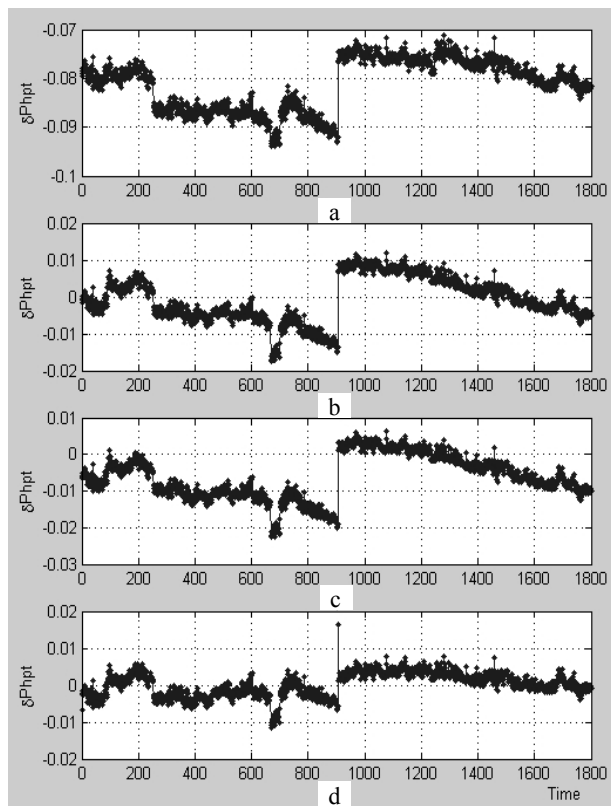


Fig. 3. High pressure turbine pressure deviations for Sample 2 (see in fig.1 the explanations for plots “a”, “b”, “c”, and “d”)

This paper, however, can be considered only as the first attempt to identify the thermodynamic model on the data of different gas turbine degradation severity. We shall continue our investigations.

Acknowledgments

The work has been carried out with the support of the National Polytechnic Institute of Mexico (project 20070707).

References

1. MacIsaac Bernard D., David F. Muir. Lessons learned in gas turbine performance analysis // Canadian Gas Association Symposium on Industrial Application of Gas Turbines. – Canada. – 1991. – 28 p.
2. Benvenuti E. Innovative gas turbine performance diagnostics and hot part life assessment techniques // Proceedings of the Thirtieth Turbomachinery Symposium, Texas A&M University. – Texas. – 2001. – P. 23-31.
3. Tsalavoutas A., Mathioudakis K., Aretakis N., Stamatis A. Combined advanced data analysis method for the constitution of an integrated gas turbine condition monitoring and diagnostic system // IGTI/ASME Turbo Expo. – Munich, Germany. – 2000. – 8 p.
4. Tsalavoutas A., Stamatis A., Mathioudakis K., Smith M. Identifying faults in the variable geometry system of a gas turbine compressor // IGTI/ASME Turbo Expo. – Munich, Germany. – 2000. – 7 p.
5. Aretakis N., Mathioudakis K., Stamatis A. Nonlinear engine component fault diagnosis from a limited number of measurements using a combinatorial approach // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – Vol. 125, Issue 3. – July 2003. – P. 642-650.
6. Doel D.L. Interpretation of weighted-least-squares gas path analysis results // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – Vol. 125, Issue 3. – July 2003. – P. 624-633.
7. Volponi A.J., DePold H., Ganguli R. The use of Kalman filter and neural network methodologies in gas turbine performance diagnostics: a comparative study // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – Vol. 125, Issue 4. – October 2003. – P. 917-924.
8. Loboda I. Trustworthiness problem of gas turbine parametric diagnosing // Proc. Fifth IFAC Symposium on Fault Detection, Supervision and Safety of Technical Process. – Washington, D.C. – 2003. – 12 p.
9. Santiago E.L., Loboda I. Modelo del estado normal para el diagnostico parametrico de turbinas de gas // Memorias del 8 Congreso Nacional de Ingenieria Electromecanica. – SEPI-ESIME, Mexico. – Noviembre 2004. – 4 p.
10. Loboda I., Yepifanov S., Feldshteyn Y. Deviation problem in gas turbine health monitoring // Proc. IASTED International Conference on Power and Energy Systems. – Clearwater Beach, Florida, USA. – 2004. – 6 p.
11. Loboda I., Santiago E.L. Problems of gas turbine diagnostic model identification on maintenance data // Memorias del 6 Congreso Nacional de Ingenieria Electromecanica. – ESIME-Zacatenco, Mexico. – Noviembre 2001. – P. 332-334.

Поступила в редакцию 27.05.2007

Рецензент: канд. техн. наук, доцент С.И.Суховей, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 681.5

Л.Л. ЯЦКО, Р.А. ТРОФИМЕНКО, С.Н. ЕМЕЛЬЯНОВ

ОАО «НТК «Электронприлад», Киев, Украина

**СИСТЕМА ОРГАНИЗАЦИИ ВСТРОЕННОГО КОНТРОЛЯ
В БЛОКЕ БУК-МС2 САУ ВГТД АИ-450-МС САМОЛЕТА АН-148**

В статье рассматриваются структура системы организации встроенного контроля, в том числе многоуровневая иерархия выявляемых отказов и парирования отказов, формирование сообщений в кабину экипажа.

встроенный контроль, отказ, диагностирование, агрегат САУ ГТД**Введение**

В настоящий момент актуально стоит проблема перехода эксплуатации агрегатов САУ ГТД на эксплуатацию по техническому состоянию.

Внедрение технологии эксплуатации агрегатов по техническому состоянию будет во многом зависеть от решения сложных технических задач по диагностированию агрегатов САУ. При этом следует рассматривать проблему диагностики САУ ГТД в общей постановке для всего жизненного цикла, не ограничивая ее рамками эксплуатации и ремонта.

Влияние конструктивно – производственных и эксплуатационных факторов на характеристики агрегатов САУ носит случайный характер и проявляется в отклонениях характеристик от среднестатистических и паспортных для агрегатов, а также в динамике их изменения во время эксплуатации. Поэтому при одной и той же наработке однотипные агрегаты объективно имеют различное физическое состояние. Отсюда следует, что проблема технической диагностики охватывает широкий круг задач по распознаванию технического состояния агрегатов САУ от начальной стадии проектирования до их списания. И как следствие, целесообразность комплексного подхода к их решению.

Задачи диагностирования могут быть сгруппированы в три класса (группы):

- конструктивно-технологические и методические, относящиеся к агрегатам САУ как объекту диагностирования и решаемые на этапе создания их конструкции;
- по разработке методики диагностирования агрегатов, как составной части диагностирования ГТД;
- по разработке технических средств диагностирования в части обработки и передачи информации.

Выбор методов и средств технического диагностирования агрегатов САУ в условиях эксплуатации во многом определяется контролепригодностью, т.е. обеспеченностью их конструкцией и оборудованием для получения достоверной информации, необходимой для оценки технического состояния агрегатов.

По диагностике электронных САУ ГТД имеется определенный опыт при этом теоретические и методологические аспекты диагностирования базируются, в основном на приемах достаточно разработанных и широко используемых в радиоэлектронной промышленности.

При существующих методах диагностирования агрегатов САУ ГТД продолжительность и трудоемкость поиска неисправностей составляет 20 ... 40% от общей трудоемкости внеплановых работ на двигателе в целом. При этом необоснованный съем агрегатов доходит до ~ 40%, что приводит к существенному увеличению расходов на материально-техническое обеспечение. Такое положение сложи-

лось из-за недостаточной контролепригодности агрегатов и эффективности технологии поиска и устранения неисправностей.

Главными источниками ошибок являются шумы при измерении контролируемых параметров, ошибки моделирования при формировании диагностических признаков и ошибки оценивания по критериям.

Одним из основных факторов, существенно влияющих на эффективность процесса диагностирования САУ ГТД, является качество алгоритмов диагностирования. Сложность формирования алгоритмов диагностирования агрегатов САУ ГТД – в ограничениях в количестве и плотности информационных потоков контролируемых параметров.

Эти ограничения определяются возможностями бортовых и наземных средств контроля, в которых, как правило, количество контролируемых параметров САУ ГТД ограничено, а частота опроса параметров низка, что усложняет оценку быстропротекающих переходных режимов, определяемых САУ ГТД (запуск, приемистость, сброс и т.д.). Другой аспект связан с метрологическими характеристиками контролируемых параметров, которые существенно влияют на достоверность результатов измерения.

Известно, что погрешности измерения и обработки информации составляют значительную долю риска и неопределенности при определении технического состояния системы. Необходима разработка методов устранения неопределенности при поиске неисправностей, связанных с погрешностью измерений, например за счет информационной избыточности. Поэтому достижение максимальной вероятности правильного распознавания отказов агрегатов и узлов САУ ГТД при ограничениях на вектор контролируемых параметров и метрологическую точность измерительных каналов также является актуальной задачей диагностирования агрегатов САУ ГТД.

В такой постановке задача диагностирования агрегатов САУ ГТД может быть успешно решена только в интерактивном режиме.

Настоящая работа является обобщающей по результатам разработки, стендовых и летно-конструкторских испытаний а также сертификационных процедур блока БУК-МС2 – блока управления и контроля ВГТД АИ-450-МС.

Структура системы многоуровневого диагностирования блока БУК-МС2. Задача распознавания технического состояния ВГТД АИ-450-МС решается в следующей постановке: имеется набор контролируемых параметров (Y) – аналоговые и дискретные датчики и исполнительные механизмы, известен теоретический перечень распознаваемых отказных ситуаций $W = (W_1, W_2, W_3, \dots, W_n)$, такие как целостность линий связи с датчиками (входные линии) и исполнительными механизмами (выходные линии связи) (КЗ и обрывы), неисправность датчиков (выход за допустимый диапазон результатов измерений, как статических характеристик (верхний и нижний пределы) так и динамических (градиенты)), неисправность исполнительных механизмов (несоответствие фактического положения ИМ заданному) и т.д. Необходимо найти алгоритм, обеспечивающий максимальную вероятность правильного распознавания отказных ситуаций каждого элемента САУ, сгруппировав отказы в глобальные признаки, сообщить экипажу о возможной потере некоторых функций в САУ и постараться найти алгоритм парирования отказа обеспечив хотя бы частичную работу системы.

Например, обрыв линии связи с датчиком положения КПП в служебном компрессоре, не исключает продолжения работы ВГТД АИ-450-МС на режиме и использование ее в качестве электрогенератора.

Существенной особенностью диагностирования агрегатов САУ является их сложность и высокая размерность решаемой задачи, затрудняющая формализованное описание алгоритма диагностирования в рамках одной математической модели. Поэтому пришлось прибегнуть к поэтапной процедуре поиска неисправностей.

В электронной САУ ВГТД АИ-450-МС, система встроенного контроля (СВК) строится по иерархическому принципу, при этом на каждом режиме работы определяются свой набор предпочтительных алгоритмов выявления и парирования неисправностей. На рис. 1 приведена схема перестройки алгоритмов СВК блока БУК-МС2, в зависимости от режимов работы двигателя АИ-450-МС.

При диагностировании отказов в цепях линий связи электронного блока с датчиками, на неработающем двигателе (т.е. до начала запуска), более целесообразным и достоверным является проведение инструментальных методов контроля, основанных на задании в линию связи маломощных тест – импульсов и определение по характеру отклика наличия отказа в цепях линий связи и датчике. Такие алгоритмы контроля, сравнительно с алгоритмами управления и регулирования, требуют значительных временных затрат, так как требуется относительно большая выборка измерений для получения достоверного сигнала отказа, а также последующее время на восстановление истинного значения сигнала в линии от датчика, при этом такие методы обеспечивают высокую вероятность оп-

ределения отказов в цепях линий связи с датчиками и исполнительных механизмов.

Во время запуска ВГТД, такие методы не пригодны, так как в это время значительно повышается фон электромагнитных полей (во время включения ступеней электростартера на запуске ВГТД АИ-450-МС единичные броски тока в системе электроснабжения самолета достигают 1200 – 1400А, в агрегатах зажигания импульсные броски тока – 20 – 40А на заряде и 60 – 80А на разряде (при генерировании искры)), все параметры двигателя изменяются со значительными градиентами, при этом алгоритмы управления запуском требуют выделения максимальных вычислительных ресурсов от процессорной системы, такие методы не пригодны. Во время запуска количество алгоритмов контроля и диагностики сводится до минимума и работают только алгоритмы перекрестного контроля результатов измерения аналоговых параметров между двумя измерительными каналами и алгоритмы автоматической защиты двигателя при достижении параметрами предельных значений, т.е. работают алгоритмы парирования и защиты.

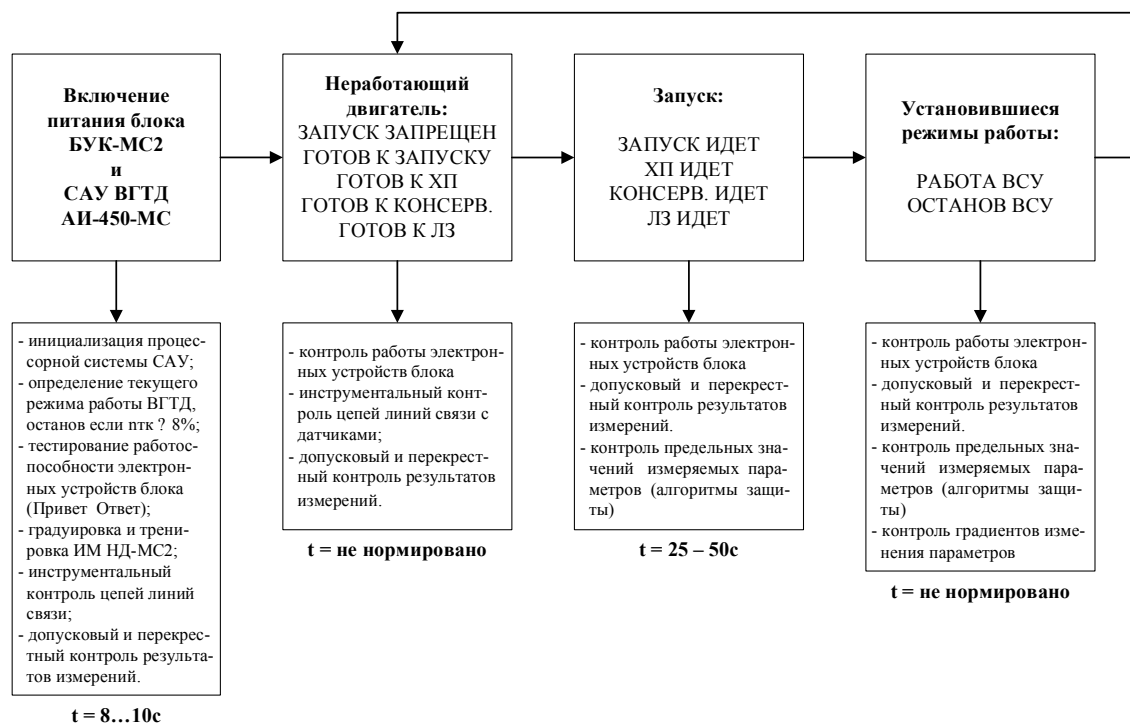


Рис. 1. Схема перестройки алгоритмов СВК блока БУК-МС2, в зависимости от режимов работы двигателя

Возможности параллельного выполнения алгоритмов контроля, была заложена на этапе проектирования архитектуры процессорной системы и анализа распределения задач между вычислительными ресурсами системы и определялась в большей степени аппаратными средствами, чем построением программного обеспечения. Задача потребовала аккуратности и видения всего комплекса предстоящих задач на этапе проектирования, так как в дальнейшем изменение аппаратной архитектуры системы связано со значительными затратами.

Многоуровневость алгоритмов контроля была определена способами построения программного обеспечения и может, относительно безболезненно, наращиваться в дальнейшем.

Была выбрана модель трехуровневой системы контроля:

Первый уровень – создание базы данных признаков, характеризующих работу элементов САУ:

- исправность преобразователей сигналов датчиков блока;
- допусковый контроль результатов измерения;
- КЗ или обрывы цепей линий связи с датчиками;
- исправность формирователей сигналов на исполнительные механизмы и собственно исполнительных механизмов.

Второй уровень – группирование признаков в элементарные логические группы и формирование обобщающих признаков отказов, например:

Для формирования обобщающего признака «Отказ канала измерения давления наружного воздуха, канал 1» могут использоваться следующие элементарные признаки:

- отказ преобразователя сигнала внутри блока;
- КЗ линии связи с датчиком;
- обрыв линии связи с датчиком;
- результаты измерения не в допусковом коридоре;
- ГРадиент изменения параметра превышен.

Третий уровень – попытка парирования неисправности альтернативными способами (перекрестный контроль результатов измерения резервированных каналов и выбор оптимального или замещение

отказавшего параметра величиной теоретически рассчитанной при помощи параллельно работающей в системе математической моделью (данный способ требует очень большой осторожности и известен авторам данной работы в теории, на практике мы не применяли такой способ парирования неисправности)) при этом формирование признака Понижение Надежности или в случае отсутствия возможности парирования неисправности формирование глобальных признаков отказов:

- БУК ОТКАЗ – при отказе электронной части САУ;
- ОКУРТ – отказ в канале управления расходом топлива;
- ОКУСК – отказ в канале управления служебным компрессором.
- ОКУТГ – отказ в канале измерения температуры выходящего газа.
- ОТКАЗ ИМ – отказ исполнительных механизмов объекта;

Глобальные признаки отказов и составляющие их датчики и исполнительные механизмы были заданы на уровне ТЗ – разработчиком ВГТД АИ-450-МС – ОАО «Мотор Сич». Признаки, составляющие второй и третий уровень диагностических признаков, являются логическими производными от признаков первого уровня диагностики.

На рис. 2 показана общая блока схема алгоритма диагностирования отказов в системе САУ, которая была взята за основу формирования первичных признаков отказов и их парирования.

X – вектор параметров объекта;

Y – вектор контролируемых параметров;

T – вектор диагностических признаков (апостериорная информация);

$W = \{W_1, ..., W_n\}$ – алфавит классов технического состояния объекта;

$Z = \{T'_1, ..., T'_n\}$ – рабочий словарь признаков;

T'_1 – вектор признаков состояния класса (априорная информация).

Решение задачи диагностики предполагает:

- анализ объекта, его возможных дефектов и их проявление;

Таблица 1

Контроль исправности работы канала измерения угла положения ИМ дозирующего клапана

№	Наименование режима контроля	Условие контроля	Логика работы СВК и парирования отказа	Наименование признака в RZ - потоке	Адрес признака отказа в RZ-потоке
1	Контроль каналов измерения $\alpha_{ДК1}$, $\alpha_{ДК2}$ по рабочему диапазону	Выполняется один раз после восстановления питания блока	Во время градуировки ДК, блок оценивает величину хода дозирующего крана по основному ($\alpha_{ДК1}$) и резервному ($\alpha_{ДК2}$) каналу измерения при управлении от основного и резервного каналов управления. По результатам контроля блок формирует признаки: 1. «Выход за диапазон измерения $\alpha_{ДК1}$ при управлении по основному каналу» (ДИАП11), 2. «Выход за диапазон измерения $\alpha_{ДК2}$ при управлении по основному каналу» (ДИАП12), 3. «Выход за диапазон измерения $\alpha_{ДК1}$ при управлении по резервному каналу» (ДИАП21), 4. «Выход за диапазон измерения $\alpha_{ДК2}$ при управлении по резервному каналу» (ДИАП22). При условии отсутствия отказов по каналам управления и наличии признаков «2» и «4», блок формирует признак «Понижение надежности устройства управления ДК» (НАДЕЖУУ). При наличии признаков «1» и «2», блок формирует признак «Понижение надежности устройства управления ДК» и переводит канал принятия решения на измерения резервного канала. В остальных случаях результирующее значения положения ДК определяется по измерениям основного канала ($\alpha_{ДК1}$). При наличии произвольных трех признаков отказа из четырех приведенных (ДИАП11, ДИАП12, ДИАП21, ДИАП22), блок формирует признаки: «Отказ устройства управления ДК» (ОТКАЗУУ).	ДИАП11 ДИАП12 ДИАП21 ДИАП22 НАДЕЖУУ ОТКАЗУУ	253₁₇ 253₁₈ 253₂₀ 253₂₁ 253₁₆ 253₁₅
2	Индикация текущего канала измерения $\alpha_{ДК}$	Постоянно от момента включения питания блока	Предупреждающий сигнал, что для регулирования используются результаты измерения угла положения ИМ НД-МС2 по второму каналу измерения.	АДК2	253 ₂₆
3	Контроль линии связи с датчиками измерения $\alpha_{ДК1}$, $\alpha_{ДК2}$	Постоянно от момента включения питания блока	Блок выполняет оценку активного сопротивления и индуктивности обмоток для каждого датчика. При значениях индуктивности одной из обмоток датчика ($L_0 < 0.5 \text{ мГн}$), а также при значениях активного сопротивления одной из обмоток датчика ($R_0 > 500 \text{ Ом}$), формируется признак «КЗ/Обрыв цепей подсоединения датчика $\alpha_{ДК1}$ ($\alpha_{ДК2}$)» (ERR_Адк1, ERR_Адк2). В случае наличия признака отказа одного из каналов, отказавший канал блокируется, и принятие решения производится по измерениям исправного канала. В случае наличия признаков отказа по двум каналам измерения, формируется интегральный признак «Отказ каналов измерения $\alpha_{ДК}$» (ERR_Адк), и «Отказ устройства управления ДК» (ОТКАЗУУ)..	ERR_Адк1 ERR_Адк2 ERR_Адк ОТКАЗУУ	253₁₇ 253₁₈ 253₂₀ 253₁₅

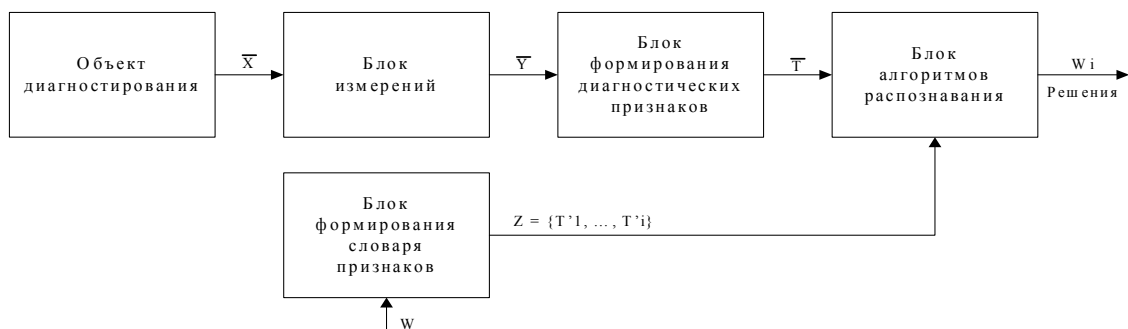


Рис. 2. Блок-схема структуры алгоритма диагностирования

– выбор контролируемых параметров и признаков, образующих диагностическое пространство;

– построение формализованной модели проведения исправного объекта и каждой его неисправной модификации.

В настоящей работе использован детерминированный подход, а диагностические модели строились при отклонении от нормального значения конструктивного параметра только одного узла объекта диагностирования (простые неисправности), т.к. при отказе нескольких узлов возникают значительные трудности при создании диагностической модели из-за многообразия возможных сочетаний отклонений конструктивных параметров по величине и последовательности их проявления.

Наибольшую трудность вызвал поиск неисправностей, связанных с динамическими свойствами регуляторов, которые, как правило, можно оценить только в переходных режимах работы двигателя. Так как на характер переходных процессов оказывают влияние несколько контуров управления, то алгоритм поиска неисправностей должен включать несколько диагностических моделей, отражающих неисправное состояние агрегатов в каждом из контуров.

В табл. 1 приведен в качестве примера набор признаков характеризующих исправность работы канала измерения угла положения ИМ дозирующего клапана.

Заключение

При построении систем распознавания технического состояния АИ-450-МС были оценены, какие классы тех. состояния целесообразно включить в

алфавит диагностированных состояний. При этом признаки были однозначно связаны с состоянием объекта и обеспечена требуемая глубина диагноза, не усложняя его процедуры и не увеличивая стоимость средств диагностирования.

При формировании признаков был предъявлен ряд требований, наиболее важные из которых:

- однозначность набора диагностических признаков;
- информативность диагностических признаков;
- технологичность измерений параметров;

Эти требования противоречивы. Так, требования однозначности приводит к существенному усложнению алгоритма диагностики и снижению технологичности.

Литература

1. Описание логики работы системы встроенного контроля блока управления и контроля вспомогательного газотурбинного двигателя АИ-450-МС. – К.: НТК «Электронприлад», 2007. – 82 с.
2. Разработка методологии многоуровневого диагностирования САУ ГТД для определения техн. состояния: Техн. отчет. – М.: ЦИАМ, 2000. – 164 с.
3. Методика перевода агрегатов САУ ГТД гражданской авиации на эксплуатацию по техн. состоянию: Техн. отчет. – М.: ЦИАМ, 2004. – 144 с.

Поступила в редакцию 5.06.2007

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

УДК 697.34

Ю.Н. ХАРИТОНОВ*Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина*

СИНТЕЗ-МОДЕЛЬ ПРОЕКТА РЕКОНСТРУКЦИИ СЛОЖНОЙ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Предложена синтез-модель системы теплоснабжения, предназначенная для реализации в составе обобщенной синтез-модели проекта реконструкции. Рассмотрены ее основные блоки и алгоритмические связи.

энергетика, управление проектами, реконструкция, система теплоснабжения

Введение

Оптимальное управление функционированием и развитием энергетических систем – сложных технических систем (СТС), является одной из определяющих научно-прикладных задач в энергетике [1 – 6].

Формулирование проблемы. Основным средством реализации системного подхода, используемого при исследованиях СТС, являются методы математического моделирования.

Анализ выполненных исследований [1, 2, 3, 7] показал, что в настоящее время отсутствуют обобщенные математические модели и алгоритмы для решения задач организации и управления проектами реконструкции СТС, в частности систем теплоснабжения.

Задачей исследования является разработка основных блоков и алгоритмических связей синтез-модели системы теплоснабжения (ТСС) для обобщенной синтез-модели проекта ее реконструкции.

Решение проблемы

С целью решения поставленной задачи на основе системного подхода были исследованы и предложены для включения в синтез-модель системы теплоснабжения основные структурные компоненты, представленные на рис. 1.

На рис. 2 приведен фрагмент разработанной структурно-логической схемы алгоритма взаимо-

действия блоков моделей в синтез-модели системы теплоснабжения.

Основными структурными компонентами данной синтез-модели являются:

- блок общих моделей;
- блок моделей источников тепловой энергии;
- блок моделей транспорта тепловой энергии;
- блок моделей потребителя.

Основным назначением блока общих моделей является генерирование необходимого количества исходных данных, которые зависят от местоположения системы теплоснабжения и ее элементов, внешних условий и факторов для всех остальных блоков и моделей системы.

Блок моделей источников энергии обеспечивает решение задачи выбора типа, числа, мощности, графиков загрузки теплогенераторов, выбора топлива и тепловых схем источников теплоснабжения при выполнении требований по надежности, экологичности, с учетом прогнозного изменения технического состояния существующего оборудования и развития технического уровня элементной базы.

Блок моделей транспорта тепловой энергии решает задачу рационального построения системы передачи тепловой энергии от источников к потребителям, определения оптимальных параметров теплоносителя, мест размещения источников теплоснабжения и распределения по ним потребителей.

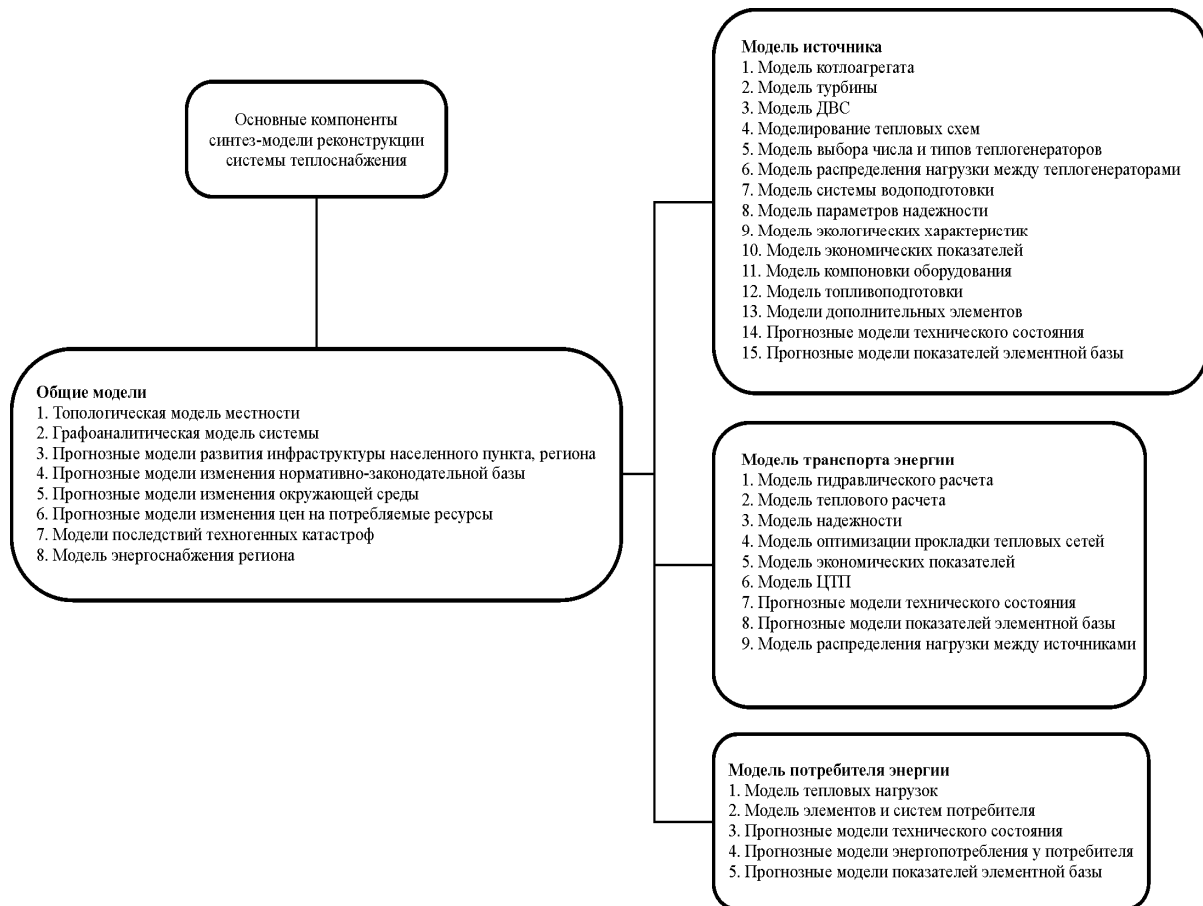


Рис. 1. Модель системы теплоснабжения

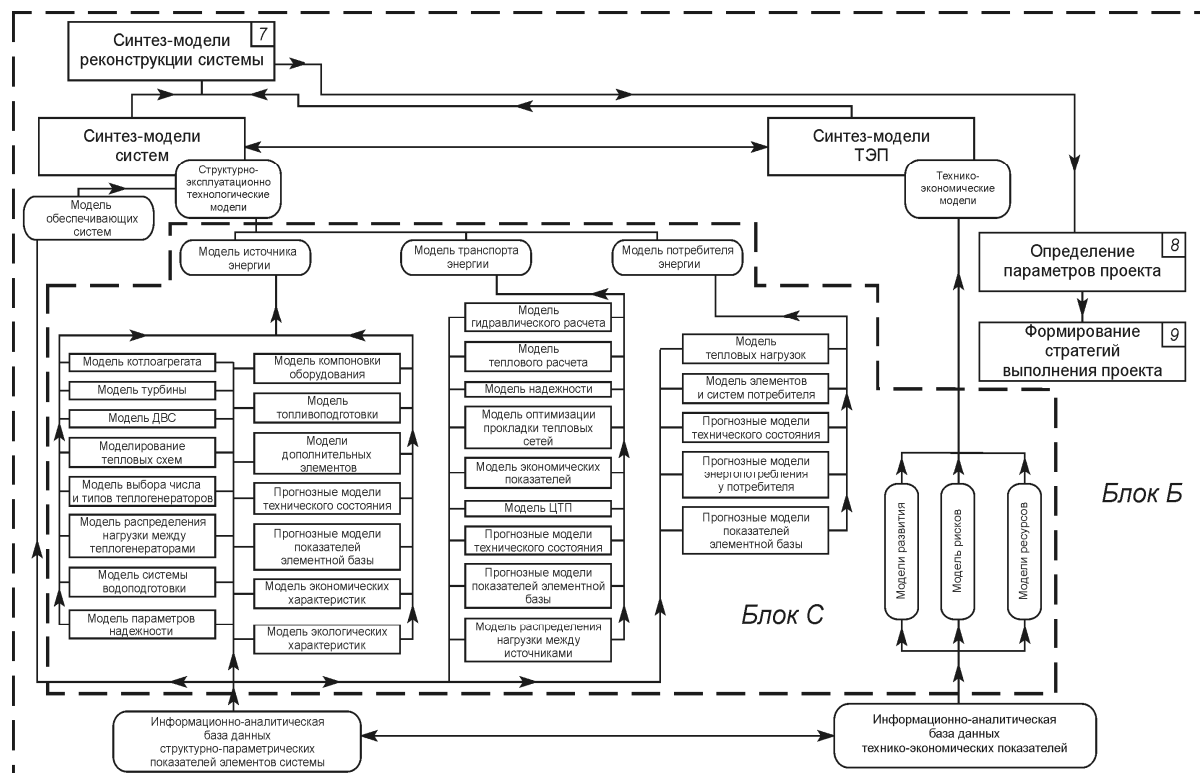


Рис. 2. Структурно-логическая схема алгоритма взаимодействия блоков моделей в синтез-модели системы теплоснабжения (фрагмент)

Назначение блока моделей потребителя тепловой энергии – определение величин тепловых нагрузок, динамики их изменения, прогнозирование поведения потребителя при изменении социально-экономических условий и моделирование оборудования потребителя, математическое описание которого необходимо для решения задач по транспорту тепловой энергии. Блок общих моделей объединяет в себе восемь основных моделей: модель энергоснабжения региона; графоаналитическая модель системы; топологическая модель местности; прогнозная модель развития инфраструктуры населенного пункта, региона; прогнозная модель изменения стоимости потребляемых ресурсов; прогнозная модель изменения состояния окружающей среды; прогнозная модель изменения нормативно-законодательной базы; модель последствий техногенных катастроф.

Поскольку любая система теплоснабжения интегрирована в инфраструктуру города, района и использует общие коммуникации для получения энергоносителей, то любое изменение в балансе потребляемых ею ресурсов неизбежно влияет на систему энергоснабжения города (региона).

В связи с этим в синтез-модель системы теплоснабжения включена модель энергоснабжения региона, которая должна определять ограничения по видам используемых ресурсов с привязкой к местоположению объекта потребления и взаимосвязь объемов их потребления с удельными затратами на транспортировку.

Топологическая модель местности должна содержать сведения о границах расположения природных и технических объектов, рельефе местности, экологическом состоянии воздушной среды и другие данные, которые привязаны к местности и необходимы для выполнения расчетов. Еще одним ее основным назначением является генерация координатной сетки, которая является общей для всех элементов синтез-модели.

Графоаналитическая модель системы описывает структуру и взаимосвязь структурных элементов системы теплоснабжения, расположение объектов структуры на плане местности и привязку их к координатной сетке. Она позволяет определять диапазоны возможных изменений местоположения элементов системы и является источником исходных данных для оптимизационных расчетов по расположению объектов теплоснабжения и прокладке тепловых сетей.

Прогнозная модель развития инфраструктуры населенного пункта, региона необходима для определения временной динамики роста или снижения тепловых нагрузок, возможного изменения структуры застройки, что может потребовать изменения местоположения объектов теплоснабжения и др.

Модель прогнозирования цен на потребляемые ресурсы определяет вероятную динамику их изменения в течение расчетного временного промежутка. Выходные данные этой модели являются исходными для технико-экономических расчетов.

Прогнозная модель изменения окружающей среды, с учетом модели развития инфраструктуры города, определяет возможные изменения динамики вредных выбросов в воздушную среду и изменения фоновых концентраций в местах расположения объектов ТСС. Также она определяет вероятность отклонений температур наружного воздуха от нормативных для заданного промежутка времени. Выходные данные этой модели используются в экологических расчетах и оценках потребности в топливных ресурсах.

Поскольку значительное влияние на технико-экономические показатели работы ТСС оказывает действующее законодательство, в блок общих моделей включена прогнозная модель изменения нормативно-законодательной базы, которая должна оценивать вероятность наступления этих изменений и на их основе генерировать ограничения для других моделей.

Модель последствий техногенных катастроф рассматривает вопросы устойчивости и живучести ТСС и вырабатывает рекомендации по их увеличению.

Блок моделей источников тепловой энергии включает в себя 15 моделей: модель котлоагрегата; модель турбины; модель ДВС; моделирование тепловых схем; модель выбора числа и типов теплогенераторов; модель распределения нагрузки между теплогенераторами; модель системы водоподготовки; модель параметров надежности; модель экологических характеристик; модель экономических показателей; модель компоновки оборудования; модель топливоподготовки; модели дополнительных элементов; прогнозные модели технического состояния; прогнозные модели показателей элементной базы.

Моделирование тепловых схем – это синтезирующая модель, которая, в зависимости от вида топлива и принятого типа теплогенератора, определяет параметры и состав вспомогательного оборудования установки, формирует структурные и параметрические связи элементов, а также определяет технические показатели источника тепловой энергии в целом.

Модель параметров надежности рассчитывает показатели надежности для структурных элементов и источника тепловой энергии в целом, сравнивает их с нормативными или заданными в проекте и генерирует требования по резервированию.

Модель экологических характеристик с учетом места расположения источника тепловой энергии и близлежащих объектов, текущего фона загрязнений, экологических характеристик полученных из модели теплогенератора и т.д., определяет объемы вредных выбросов, их рассеивание, требования к газовойпускным системам, шумоизоляции теплогенераторов или помещений и т.д.

Модель экономических показателей на основе рассчитанных технических показателей выбранного

оборудования, графика загрузки оборудования и объемов потребляемых ресурсов определяет экономические показатели работы установки в целом.

Модель компоновки оборудования предназначена для определения необходимых объемов зданий и сооружений с учетом принятого комплекта оборудования, площадей земельных участков, а также возможности размещения оборудования в существующих зданиях и сооружениях.

Прогнозные модели технического состояния необходимы для выявления элементов, замена которых является необходимой в текущем проекте реконструкции. Также данная модель необходима для прогнозирования динамики ухудшения технических показателей оборудования и планирования сроков ремонтных работ.

Прогнозные модели показателей элементной базы включены в синтез-модель для определения динамики изменения удельной стоимости оборудования и прогнозирования появления нового оборудования с лучшими техническими параметрами.

Блок моделей транспорта тепловой энергии включает в себя 8 моделей: модель гидравлического расчета; модель теплового расчета; модель надежности; модель оптимизации прокладки тепловых сетей; модель экономических показателей; модель ЦТП; прогнозные модели технического состояния; прогнозные модели показателей элементной базы; модель распределения нагрузки между источниками.

Модель распределения нагрузки между источниками тепловой энергии определяет для каждого потребителя источник тепловой энергии, к которому он будет подключен с учетом зимних и летних режимов работы.

Модель оптимизации прокладки предназначена для выбора рациональных мест размещения элементов тепловой сети и трассировки трубопроводов на местности с учетом эксплуатационных расходов и капитальных затрат на их строительство и прокладку.

Прогнозные модели технического состояния необходимы для планирования объемов ремонтных работ и определения требуемых ресурсов, а также предотвращения аварий.

Прогнозные модели показателей элементной базы тепловых сетей определяют динамику изменения стоимости основных видов материалов и элементов для тепловой сети, а также вероятность появления новых видов оборудования.

Блок моделей потребителей тепловой энергии состоит из 5 моделей: модель тепловых нагрузок; модель элементов и систем потребителя; прогнозные модели технического состояния; прогнозные модели энергопотребления по потребителям; прогнозные модели показателей элементной базы.

Модель тепловых нагрузок позволяет определять динамику потребления тепловой энергии по разным видам потребителей (суточную, сезонную), определять суммарное ее потребление за различные промежутки времени с учетом влияния природных и иных факторов.

Модель элементов и систем потребителей представляет собой комплекс моделей по индивидуальным тепловым пунктам, схемам их присоединения к тепловой сети, а также по другому оборудованию потребителей, которое оказывает влияние на работу тепловой сети. Эти уравнения являются замыкающими для проведения гидравлических и тепловых расчетов тепловой сети.

Прогнозные модели технического состояния систем и элементов потребителей определяют возможную динамику отказов и аварийности оборудования у потребителей, потребности в замене оборудования и, как следствие, возможность перехода в этом случае к другим схемам присоединения к тепловой сети.

Прогнозные модели энергопотребления по потребителям оценивают влияние на объемы потребления тепловой энергии ее стоимости, доходов населения, социально-экономического развития региона, а также возможности потребителей по переходу на другие схемы энергоснабжения.

Прогнозные показатели элементной базы предназначены для получения оценок по возможному изменению стоимости материалов и оборудования установок потребителей, а также появлению новых видов материалов и оборудования.

Заключение

Разработанные основные блоки и алгоритмические связи синтез-модели системы теплоснабжения позволяют решать базовые задачи предметной области управления проектами реконструкции и использовать их при реализации синтез-модели проекта реконструкции.

Литература

1. Попырин Л.С., Светлов К.С., Беляева Г.М. Исследование систем теплоснабжения. – М.: Наука, 1989. – 215 с.
2. Макаров А.А., Мелентьев Л.А. Методы исследования и оптимизации энергетического хозяйства. – Н-ск: Наука, 1973.
3. Мелентьев Л.А. Научные основы теплофикации и энергоснабжения городов и промышленных предприятий: Избр. тр. – М.: Наука, 1993. – 364 с.
4. Воропай Н.И., Сеннова Е.В., Новицкий Н.Н. Методы управления физико-техническими системами энергетики в новых условиях. – Н-ск: Наука, 1995. – 335 с.
5. Системные исследования в энергетике в новых социально-экономических условиях. – Н-ск: Наука, 1995. – 220 с.
6. Суслов Н.И. Анализ взаимодействий экономики и энергетики в период рыночных преобразований. – Н-ск: ИЭиОПП СО РАН, 2002. – 270 с.
7. Гамм А.З., Макаров А.А., Санеев Б.Г. Теоретические основы системных исследований в энергетике. – Н-ск: Наука, 1986. – 334 с.

Поступила в редакцию 1.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. К.В. Кошкин, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.

УДК 65.011.3

Ю.Ю. ГУСЕВА

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

УПРАВЛЕНИЕ ДЛИТЕЛЬНОСТЬЮ ПРОЕКТА ПО РАЗРАБОТКЕ СЛОЖНОЙ ТЕХНИКИ С УЧЕТОМ СОПУТСТВУЮЩИХ РИСКОВ

Статья посвящена моделированию влияния доводочных работ, вызванных ошибочными решениями исполнителей, на техническую подготовку производства сложной наукоемкой техники.

техническая подготовка производства, сложная техника, длительность проекта, риски проекта

Введение

Основной чертой современного развития экономики является разработка и внедрение инновационных проектов. В условиях жесткой конкуренции, повышения значимости для потребителя таких неценовых характеристик продукции и производства как качество, новизна, возможность в указанные сроки выполнить индивидуальный заказ, наблюдается тенденция включения в число основных аспектов успешного развития субъектов хозяйствования также такого фактора как сокращение длительности создания изделий. Создание новых технических систем, отвечающих этим тенденциям, является приоритетным направлением развития, позволяющим сохранить и упрочить позиции украинских разработчиков и производителей сложной техники на мировом рынке.

1. Формулирование проблемы

Из производственной практики известно, что большинство дефектов сложной технической продукции вызваны недочетами при конструировании (на 50...70 %), ошибками технологии производства (на 20...30 %) и другими причинами, в основе которых лежат ошибочные или неквалифицированные решения персонала [1]. Устранение дефектов, сопровождающих ошибочные решения, существенно увеличивает стоимость и длительность проекта по

разработке и освоению новых изделий, а также приводит к их моральному старению.

На сегодня задача обеспечения эффективности разработок с учетом возможных ошибочных решений исполнителей, вызывающих необходимость работ по корректированию конструкторской и технологической документации, а также последующей доводки изделий решена недостаточно полно. Существующие исследования связаны, как правило, с этапом эксплуатации, в то же время отдельные работы в области эффективности проектов не учитывают всего комплекса факторов, вызывающих необходимость дополнительных работ для достижения указанных в техническом задании характеристик изделий. Таким образом, разработка методов планирования и управления проектами разработки сложной техники с учетом сопутствующих рисков, связанных с человеческим фактором, является актуальной задачей.

Исходя из вышесказанного, целью нашего исследования стало сокращение сроков технической подготовки (ТПП) наукоемкого производства и затрат на ее проведение за счет создания системы управления и оценки сопутствующих рисков.

2. Решение проблемы

Для достижения цели были поставлены и решены следующие основные задачи:

1. Анализ структуры возможных конструкторско-технологических рисков, связанных с ТПП, и их влияния на длительность работ по корректировке конструкторской и технологической документации и доводки готовых изделий до уровня, обусловленного техническим заданием.

В рамках решения данной задачи была проведена декомпозиция факторов, вызывающих необходимость доводочных работ, причем основой для такой декомпозиции послужили системный подход и метод дерева отказов. Выделены и определены конкретные комплексы факторов, классифицированные по принципу деления их на технологические и конструкторские [2].

Разработан метод определения степени влияния каждого конкретного фактора на конечный результат проекта. Совместное использование системного подхода, метода дерева отказов и методов теории нечетких множеств позволили определить величину влияния «элементарного» фактора на обеспечение технической характеристики в условиях нечетко заданных исходных данных.

Предложена классификация дефектов в зависимости от степени их влияния на конечный результат ТПП с разделением дефектов по зонам риска. Метод позволяет определить комплекс критических работ (факторов) и дефектов [2, 3].

2. Разработка методов оценки и управления рисками, сопровождающими проект ТПП.

Предложен метод оценки длительности ТПП объекта техники на начальных этапах проектирования, когда подробное временное планирование еще не проводилось и приходится использовать экспертные оценки. Отличительной особенностью предлагаемого метода является трудоемкость подготовки анкет, так как качество прогноза напрямую связано с качеством отображения взаимосвязей факторов риска и дефектов в анкетах экспертного опроса. В то же время при составлении таких анкет может быть использован опыт прошлых разработок. Достоинст-

вом предлагаемого метода является возможность его применения при минимальных исходных данных. После подготовки и составления анкет заполнение их и обработка данных не связаны с большими трудозатратами [3, 4].

В качестве второго метода предложено применение графов с возвратами при оценке длительности ТПП объекта техники. Информационной основой этого метода является база данных структурных элементов объекта проектирования (библиотека). Библиотека содержит типовые графы для каждого из компонентов объекта, а также информацию о характеристиках работ, составляющих графы и выступающих в качестве факторов риска принятия неверного решения (риска некомпетентности). Предложен механизм оценки степени вероятности возвратов на доработку с учетом личности исполнителя работ.

Разработанный метод позволяет осуществлять управление длительностью ТПП сложных объектов техники с учетом вероятности возвратов на доработку [5, 6].

Оба предлагаемых метода предполагают получение в качестве результатов рейтинга факторов по величине влияния на длительность процесса ТПП (списка критических по отношению к процессу доводки работ), который, в свою очередь, определяет последовательность и состав мероприятий по сокращению длительности ТПП. Таким образом, контроль выполнения таких мероприятий также можно проводить в зависимости от влияющих факторов. Так, устранение негативного влияния одного из факторов может дать снижение длительности на $x\%$, второго – на $y\%$, третьего – на $z\%$. Тогда величина снижения длительности доводочных работ по каждому из факторов является индикатором общего сокращения длительности ТПП, отражающим успешность предпринимаемых действий. Общее сокращение длительности доводочных работ в таком случае составит $(x + y + z)\%$.

3. Апробация результатов исследований.

При применении предложенных методов может быть получена следующая информация:

- характеристики длительности ТПП (ожидаемая величина длительности работ ТПП; ожидаемое превышение величины длительности ТПП над длительностью «идеального варианта» ТПП; риск некомпетентности исполнителей, определяемый как отношение ожидаемой длительности ТПП к идеальной);

- перечень работ, упорядоченный по степени влияния последствий ошибки при выполнении работы.

Применение разработанных методов на практике проводилось при реализации нескольких проектов. В частности, был проанализирован проект по разработке авиационного гидронасоса. Анализ выполнен при помощи разработанного метода, основанного на применении дерева отказов. Результатом анализа стало выделение комплекса наиболее опасных дефектов (с точки зрения длительности процесса доводки), соответствующего комплекса факторов с наибольшим влиянием на длительность ТПП, а также оценка длительности возможных доводочных работ. Также проанализирован проект по разработке поршня автомобильного двигателя на основе метода с использованием графов с возвратами. Результатом применения метода стала оценка предполагаемой длительности доводочных работ по проекту, выделение комплекса критических работ процесса доводки. Комплекс критических работ является основой для формирования рекомендаций по снижению длительности доводочных работ.

Хорошее согласование прогнозных оценок с данными о выполнении проекта подтверждает достоверность предложенных моделей и методов.

Заключение

Применение предложенных методов позволяет сократить потери финансовых и временных ресур-

сов, вызванные увеличением фактической длительности проекта. За счет этого достигается повышение эффективности использования ресурсов проекта.

Литература

Безъязычный В.Ф., Замятин А.Ю., Замятин В.Ю. Авиадвигателестроение. Качество, сертификация и лицензирование: Учебн. пособие / Под общ. ред. В.Ф. Безъязычного. – М.: Машиностроение, 2003. – 840 с.

Божко В.П., Гусева Ю.Ю. Управление экономическими потерями при принятии технических решений в авиационном производстве // Системи обробки інформації: Зб. наук. праць. – Х.: НАНУ, ПАНМ, ХВУ, 2002. – Вип. 5 (21). – С. 129-133.

Божко В.П., Гусева Ю.Ю. Системное управление процессом создания новой техники с учетом рисков некомпетентности // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – Х.: Націон. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2003. – № 37. – С. 168-171.

Гусева Ю.Ю. Управление длительностью доводки авиационных агрегатов // Вестник двигателестроения: Научн.-техн. журн. – 2002. – № 1. – С. 107-109.

Гусева Ю.Ю. Моделирование процессов разработки новой техники с учетом графов с возвратами // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – Х.: Націон. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2003. – № 40. – С. 153-155.

Гусева Ю.Ю. Оцінка впливу конструкторсько-технологічних факторів ризику на тривалість ТПВ авіаційних двигунів на основі нечітких множин // Вестник двигателестроения: Научн.-техн. журн. – 2003. – № 1. – С. 58-61.

Поступила в редакцию 5.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Е.Ведь, Национальный технический университет "ХПИ", Харьков.