

УДК 621.643

Б.Д. БИЛЕКА, Е.П. ВАСИЛЬЕВ*Институт технической теплофизики НАН Украины*

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОМПЛЕКСНЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗИРУЮЩИХ ЭНЕРГОХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК НА НИЗКОКИПАЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

Рассмотрены результаты расчетных исследований теплоутилизующих энергохолодильных установок на низкокипящих рабочих телах, работающих на основе использования теплоты отработанных газов газотурбинных установок приводных двигателей газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций. Определена возможная глубина дополнительного охлаждения перекачиваемого газа с помощью таких установок и увеличение за счет этого производительности газопровода.

теплоутилизующая энергоустановка, теплоутилизующая холодильная установка, газотурбинная установка, отработанные газы, низкокипящее рабочее тело, глубина охлаждения компримируемого газа, компрессорная станция

Введение

На компрессорных станциях (КС) магистральных газопроводов для транспортировки газа используются газоперекачивающие агрегаты (ГПА), приводными двигателями которых являются в основном газотурбинные установки (ГТУ). Температура сбрасываемых отработанных газов после ГТУ составляет 280 – 550 °С. Одним из направлений энергосбережения на КС является утилизация теплоты сбрасываемых газов и выработка на ее основе электроэнергии или холода. Электроэнергия может использоваться для обеспечения собственных нужд КС или продаваться на сторону, а холод для дополнительного охлаждения компримированного газа. В зависимости от технологических особенностей КС могут быть разработаны различные комбинированные теплоутилизующие энерго- и холодильные установки с преобладающей выработкой электроэнергии или холода.

1. Технологии утилизации теплоты отработанных газов ГТУ на КС

Уровень температур отработанных газов ГТУ на КС, особенно на их нижней границе, не позволяет с достаточной эффективностью осуществлять на их

основе термодинамический паросиловой цикл Ренкина на наиболее доступном и дешевом рабочем теле – воде. Поэтому за рубежом широко используются теплоутилизующие энергоустановки для выработки электроэнергии за счет утилизации средне- и низкпотенциальной теплоты (геотермальных месторождений, промышленных сбросных вод) с использованием в качестве рабочих тел низкокипящих веществ различного происхождения. В качестве низкокипящих рабочих тел (НРТ) используются в основном природные жидкие углеводороды (пропан, бутан, пентан, изобутан и их смеси). Например, с 1999 г. работает теплоутилизующая энергоустановка на КС трансканадского магистрального газопровода [1] мощностью 7 МВт, в которой в качестве НРТ используется н-пентан. Для предотвращения самовоспламенения низкокипящих веществ уровень температур греющего теплоносителя поддерживается ниже температуры самовоспламенения НРТ путем подмешивания в отработанные газы ГТУ воздуха, впрыска воды или используется промежуточный контур с высокотемпературным теплоносителем. Если использовать теплоту отработанных газов от всех ГТУ, работающих на КС для выработки элек-

троэнергии с помощью теплоутилизирующих энергоустановок на НРТ, то этой электроэнергии может оказаться больше, чем необходимо для собственных нужд КС. При отсутствии возможности продажи ее во внешнюю сеть избыток мощности теплоутилизирующей энергоустановки можно использовать для привода холодильной машины и с ее помощью дополнительно охлаждать компримированный газ после его охлаждения в аппаратах воздушного охлаждения (АВО). Как показали исследования ВНИИгаза и Союзэнергогаза, экономия мощности КС на перекачку газа в зависимости от глубины охлаждения газа может в 5 – 6 раз превышать затраты мощности на его охлаждение.

В качестве холодильных машин могут использоваться турбодетандерные, абсорбционные, пароежекторные, парокompрессионные машины, а также холодильные машины с дросселированием воздуха или других газов. Как показали предварительные расчеты, холодильные машины с дросселированием воздуха обладают очень низкой удельной холодопроизводительностью. Абсорбционные холодильные машины для условий работы КС слишком сложны в изготовлении и эксплуатации и, следовательно, дороги. Наиболее перспективными оказались турбодетандерные, пароежекторные и турбокомпрессионные холодильные машины на НРТ. Специфические особенности КС: удаленность от водных источников, ограниченность территории и рабочего персонала требуют максимальной простоты технологических схем. Вода, которая замерзает при отрицательных температурах, усложняет условия эксплуатации таких систем. Использование НРТ в паросиловых циклах теплоутилизирующих энергетических и холодильных машин в совокупности с применением воздушного охлаждения конденсаторов и других охлаждающих устройств позволяет перейти к практически безводным технологиям работы и эксплуатации КС, а в связи с обеспечением собственных нужд в электроэнер-

гии и холоде теплоутилизирующими энергохолодильными установками обеспечить при необходимости автономный режим работы КС. При выборе низкокипящего вещества для работы в качестве НРТ в холодильных машинах предусматривалось, чтобы давление НРТ в конденсационной части тепловой схемы было по возможности приближено к атмосферному.

2. Исходные данные для расчета теплоутилизирующих энергохолодильных машин на НРТ на КС

Основные характеристики базовых энергоустановок – приводных ГТУ ГПА, установленных на КС, предоставлены ВНИИПИТРАНСГАЗ Украины. Характеристики НРТ взяты из справочной литературы [2, 3]. Температура воздуха на входе в охлаждающие устройства принята равной максимальной температуре наиболее жарких месяцев года в центральной части Украины $t_{в.вх} = 30$ °С. Температура холодильного агента в испарителе принята равной $t_{х.а} = 5$ °С. Силовые части турбокомпрессионных и турбодетандерных теплоутилизирующих энергетических и холодильных машин работают на н-пентане. Пароежекторная теплоутилизирующая холодильная машина работает на н-бутане. Так как н-пентан термостоек до температуры порядка 300 °С, то отработанные газы после базовых двигателей ДН-70, ДГ-90, ДН-80 охлаждаются до 300 °С подмешиванием воздуха. После ГТНР-10 отработанные газы не охлаждаются, а сразу направляются в парогенератор теплоутилизирующей энергоустановки. Температура отработанных газов на выходе из теплоутилизирующей энергоустановки принята равной $t_{г.ых} = 70$ °С. По данным ВНИИПИТРАНСГАЗа температура компримированного газа после аппаратов воздушного охлаждения (АВО) $t_{кг} = 40$ °С, давление $P_{кг} \approx 75$ атм. При этих условиях по данным [3] удельный объем газа $v_{кг} = 0,02485$ м³/кг, плотность газа $\rho_{кг} = 40,241$ кг/м³, массовая теплоемкость газа $C_p = 2,623$

кДж/кг.гр. Максимальная температура НРТ в цикле теплоутилизующей энергоустановки принята $t_1 = 170$ °С, температура конденсата в конденсаторе $t_k = 40$ °С. Приняты значения КПД [4]: относительный внутренний КПД турбины на НРТ $\eta_t = 0,72$, механический КПД турбины $\eta_m = 0,98$, КПД генератора $\eta_g = 0,96$, КПД насоса НРТ $\eta_n = 0,6$, КПД компрессора НРТ $\eta_k = 0,72$. Значения параметров НРТ в характерных точках цикла находим из P-i диаграммы [2]. Удельные работы и КПД циклов энергетических и холодильных машин рассчитывались по известным термодинамическим соотношениям [5]. Охлаждение конденсаторов осуществляется с помощью аппаратов воздушного охлаждения типа АВЗ рас-

четной тепловой мощностью 1 413 кВт, с расчетной мощностью привода вентилятора на номинальной нагрузке $N_{пр} = 21,21$ кВт.

3. Теплоутилизующая энергоустановка на НРТ н-пентане

Силовой частью турбодетандерной и турбокомпрессорной холодильной машины является теплоутилизующая энергоустановка на НРТ н-пентане. Схема такой установки приведена в [6]. Результаты расчетов теплоутилизующих энергоустановок на н-пентане, использующих теплоту отработанных газов базовых энергоустановок, установленных на КС, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные характеристики теплоутилизующих энергоустановок на н-пентане, работающих за счет использования теплоты отработанных газов приводных двигателей ГПА, установленных на КС

Параметр	Базовая ГТУ			
	ГТНР-10	ДН-70	ДГ-90	ДН-80
Расход НРТ G_p , кг/с	39,05	26,74	47,48	66,38
Тепловая мощность турбины брутто N_t^b , кВт	3289	2252	3999	5590
Электрическая мощность энергоустановки нетто N_t^n , кВт	2574	1728	3069	4290
Мощность насоса НРТ N_n , кВт	328,9	225,2	399,9	559,0
Мощность, затраченная на охлаждение конденсаторов $N_{охл}$, кВт	277,0	189,6	336,8	470,9
Тепловая мощность парогенератора Q_f , кВт	20927	14330	25445	35573
Тепловая мощность конденсатора Q_k , кВт	18456	12638	22440	31373
Мощность базовой энергоустановки N_b , МВт	10	10	16	25
Относительный прирост электрической мощности комплексной энергоустановки за счет теплоутилизующей энергоустановки ΔN , %	25,24	17,28	19,18	17,16
Количество установленных воздушных конденсаторов типа АВЗ	14	9	16	23
Суммарная масса установленных конденсаторов типа АВЗ $G_{КС}$, т	686	441	784	1127

4. Теплоутилизующие турбодетандерные холодильные машины на НРТ

Схема и цикл такой холодильной машины приведены в [7]. В качестве силового привода турбодетандерных холодильных машин используется теплоутилизующая энергоустановка механической мощностью нетто $(N_t^n)_m = 3197$ кВт, которая работает за счет утилизации теплоты отработанных газов базовой ГТУ типа ДГ-90 номинальной мощностью 16 МВт. Были рассчитаны холодильные машины на

четырёх рабочих телах. Температура рабочих тел на входе в компрессор принята $t_1 = 30$ °С. Основные характеристики таких машин приведены в табл. 2 при КПД компрессора $\eta_k = 0,8$. Там же приведены достижимые глубины охлаждения компримированного газа $\Delta t_{кт}$ с помощью этих машин. Расход компримированного газа при этом составляет 272,6 кг/с. Как видно из табл. 2, достижимая глубина охлаждения компримированного газа $\Delta t_{кт}$ составляет в зависимости от вида рабочего тела порядка 4 – 7

°С. При этом учтены все затраты энергии на собственные нужды за счет теплоутилизующей энергоустановки.

5. Теплоутилизующая парожекторная энергохолодильная установка на н-бутане

Схема и цикл такой машины приведены в [8], а основные характеристики рассчитанных машин в табл. 3.

Достижимая глубина охлаждения компримированного газа с помощью таких теплоутилизующих холодильных машин составляет порядка 5,6 – 8,5 °С. При этом учтены затраты мощности парогенератора на собственные нужды машины: привод насосов НРТ и вентиляторов воздушных конденсаторов.

тора на собственные нужды машины: привод насосов НРТ и вентиляторов воздушных конденсаторов.

6. Теплоутилизующая турбокомпрессорная энергохолодильная установка на н-пентане

Схема и цикл такой установки приведены в [4], а основные результаты расчетов – в табл. 4.

Как видно из табл. 4, глубина охлаждения компримированного газа с помощью турбокомпрессорной холодильной машины составляет порядка 16,5 – 25 °С в зависимости от типа базовой ГТУ, т.е. примерно втрое превышает соответствующую величину

Таблица 2

Основные характеристики теплоутилизующих турбодетандерных холодильных машин на различных рабочих телах

Параметр	Рабочее тело			
	воздух	н-пентан	метан	пропан
Давление рабочего тела, бар: перед компрессором P_1 за компрессором P_2	1,0 2,0	0,26 0,98	5,0 10,0	3,0 10,0
Температура рабочего тела за детандером $t_{4д}$, °С	–5,1	8,0	1,43	–1,5
Холодильный коэффициент действительный ε_d	0,892	1,634	1,357	1,568
Коэффициент теплоиспользования действительный ζ_d	0,112	0,205	0,170	0,197
Холодильная мощность машины $Q_0^л$, кВт	2853	5226	4339	5015
Тепловая мощность промохладителя $Q_{охл}$, кВт	7078	8795	7697	8417
Глубина охлаждения компримированного газа $\Delta t_{кг}$, °С	3,94	7,31	6,07	7,01
Установленное количество охладителей (типа АВЗ) промохладителя, шт.	6	7	6	6
Суммарная масса воздушных охладителей $G_{квз\Sigma}$, т	294	343	294	294

Таблица 3

Теплоутилизующие парожекторные холодильные машины на н-бутане

Параметр	Базовая энергоустановка			
	ГТНР-10	ДН-70	ДГ-90	ДН-80
Расход НРТ в рабочем контуре G_p , кг/с	48,044	32,913	58,383	81,63
Расход НРТ в холодильном контуре G_o , кг/с	11,050	7,570	13,428	18,776
Коэффициент инжекции U	0,23	0,23	0,23	0,23
Холодильный коэффициент ε	1,293	1,293	1,293	1,293
Коэффициент теплоиспользования действительный ζ_d	0,159	0,159	0,159	0,159
Мощность парогенератора Q_r , кВт	20928	14337	25432	35557
Холодильная мощность Q_o , кВт	3786	2594	4601	6434
Расход компримированного газа $G_{кг}$, кг/с	150	150	272,6	385,3
Глубина охлаждения компримированного газа $\Delta t_{кг}$, °С	8,45	5,79	5,64	5,59
Тепловая мощность конденсатора Q_k , кВт	23856	16343	28990	40534
Количество установленных воздушных конденсаторов типа АВЗ, шт.	17	12	21	29
Суммарная масса установленных конденсаторов $G_{к\Sigma}$, т	833	588	1029	1421

при использовании турбодетандерных и парозежкторных теплоутилизирующих энергохолодильных машин. При охлаждении компримированного газа на 16,5 – 25 оС производительность газопровода без дополнительной затраты мощности на перекачку возрастает на 3,5 ... 6%. Соответственно при использовании других холодильных машин производительность газопровода будет увеличена не более чем на 1,3%.

Заключение

В случае невозможности реализации дополни-

тельно вырабатываемой электрической мощности теплоутилизирующими энергоустановками на НРТ на собственные нужды КС или продажи ее во внешнюю сеть, можно использовать эту мощность непосредственно в виде теплоты для привода теплоутилизирующей турбокомпрессорной энергохолодильной установки на НРТ. Полученный холод может использоваться для дополнительного охлаждения компримированного газа и соответствующего увеличения производительности газопровода или для холодильников местной промышленности.

Таблица 4

Теплоутилизирующие турбокомпрессорные холодильные машины на н-пентане

Параметр	Базовая энергоустановка			
	ГТНР-10	ДН-70	ДГ-90	ДН-80
Механическая мощность энергоустановки нетто (N_T^H) _м , кВт	2629	1800	3197	4469
Расход НРТ в холодильном контуре G_o , кг/с	32,1	22,0	39,0	54,5
Тепловая мощность конденсаторов холодильного контура Q_k , кВт	12238	8379	14882	20803
Холодильная мощность машины Q_o , кВт	9811	6718	11931	16678
Действительный холодильный коэффициент ϵ_d	4,037	4,037	4,037	4,037
Действительный коэффициент теплоиспользования ζ_d	0,469	0,469	0,469	0,469
Расход компримированного газа $G_{кг}$, кг/с	150	150	272,6	385,3
Глубина охлаждения компримированного газа $\Delta t_{кг}$, °С	24,9	17,1	16,7	16,5
Количество установленных воздушных конденсаторов типа АВЗ, шт.	10	7	12	16
Суммарная масса установленных конденсаторов $G_{к\sum}$, т	490	343	588	784

Литература

1. Leibowitz H., Schochet D.N. Gluerating Electric Power from Compressor Station Resudual Heat // Pipeline and Gas journal. – 2001. – № 11. – Р. 24 – 26.
2. Клименко А.П., Петрушенко А.А., Васенцов Ю.А., Высоцкий Г.И. Термодинамические свойства легких углеводородов парафинового ряда. – К.: АН УССР. – 1960. – 96 с.
3. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1972. – 720 с.
4. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – СПб.: Справочник, 1994. – 504 с.
5. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. – М.: Энергия, 1974. –

447 с.

6. Комплексне використання утилізаційних енергоустановок на КС для підвищення ефективності ГПА / Б.Д. Білека, Є.П. Васильєв, В.М. Клименко, В.М. Коломєєв, В.І. Избаш, Д.А. Костенко, В.А. Кривуца // Нафтова і газова промисловість. – 2001. – № 4 (197). – С. 40 – 43.
7. Холодильные машины / Н.Н. Кошкин, И.А. Сакун, Е.М. Бамбушек и др. – Л.: Машиностроение, 1985. – 511 с.
8. Соколов Е.Я., Зингер И.М. Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1979. – 287 с.

Поступила в редакцию 12.04.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.К. Безродный, Национальный технический университет (КПИ), Киев.

УДК 621.438

А.Г. АНДРИЕЦ

Севастопольский национальный технический университет, Украина

О РАЦИОНАЛЬНОЙ ПЕРИОДИЧНОСТИ ОЧИСТКИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГТД ОТ ЗАГРЯЗНЕНИЙ

Рассмотрен подход к определению периодичности очистки проточной части ГТД с целью предотвращения коррозионных повреждений, вызванных воздействием агрессивной среды, увеличения ресурса и надежности работы ГТД. Приведен метод и устройство для очистки проточной части ГТД твердым очистителем.

коррозия, проточная часть, параметры, двухкаскадный, занос, ресурс, карбобласт, дозатор

Введение

Использование ГТД в качестве привода газоперекачивающих агрегатов, судовых, локомотивных, авиа- и автотранспортных двигателей повышает требования к их надежности и долговечности. К ухудшению характеристик ГТД и снижению ресурса приводит загрязнение проточной части (ПЧ), особенно солями морской воды, содержащее агрессивные соединения и вызывающее занос каналов и коррозию основного металла и покрытий элементов ПЧ. Присутствие окислов железа, паров масла и газов способствует прилипанию отложений к поверхности лопаток, образуя стойкие трудносмываемые соединения. В 1980-х годах эта проблема встала и перед эксплуатационным персоналом экранопланов. Очистка ПЧ производится при достижении предельно допустимых изменений параметров ГТД, однако коррозия лопаток начинается ранее, что снижает надежность и ресурс работы ГТД.

1. Формулирование проблемы и общие соотношения

Определение рациональной периодичности очистки ПЧ ГТД до наступления предельных изменений параметров с целью предотвращения коррозии покрытий и основного металла элементов ПЧ повышает ресурс и надежность работы ГТД в условиях работы в агрессивной среде.

Изменение параметров ГТД вследствие загрязнения ПЧ: а) для двухкаскадных ГТД занос компрессоров характеризуется относительным изменением скольжения частот вращения компрессоров низкого (КНД) и высокого (КВД) давления

$$\delta n = \frac{\Delta n_{\phi}}{\Delta n_{\text{доп}}} -$$

отношение фактического и предельно допустимого изменений скольжения частот вращения КНД и КВД; б) занос турбин характеризуется относительным изменением температуры газа за турбиной от ее значения для "чистого" ГТД при той же частоте вращения КВД

$$\delta t_4 = \frac{\Delta t_{4\phi}}{\Delta t_{4\text{доп}}} -$$

отношение фактического и предельно допустимого изменений температуры газа за турбиной.

2. Решение проблемы

Современные воздухоочистительные устройства судовых ГТД обеспечивают солесодержание воздуха на входе до 0,03 мг соли/кг возд., и в этих условиях при работе на тяжелых топливах периодичность очистки ПЧ по достижению предельных изменений параметров промывкой жидкими средствами – около 300 часов, при работе на дизельных топливах – около 1000 часов, при очистке карбобластом – около 500 часов [1]. За такой период работы налет загряз-

нений вызывает коррозию покрытий и основного металла ПЧ.

Испытания ГТД с подачей морской соли в ПЧ являются обязательными при отработке новых судовых ГТД. Основная часть соли отлагается в компрессоре, но при изменении режимов, промывках и с топливом заносится в турбину. Экспериментальные исследования с подачей сухой соли на вход в ГТД и вскрытием ПЧ после испытаний показали наличие солевых отложений только в турбинах. Данные испытаний с последующим осмотром ПЧ свидетельствуют о том, что наибольшее коррозионное влияние оказывают ванадий, натрий, кальций, свинец и сера, и время начала коррозии зависит от условий эксплуатации, цикличности нагрузок и материала элементов ПЧ. Минимальная температура плавления солей морской воды около 680 °С, выше которой расплавленная солевая среда вызывает электрохимические процессы, снижающие долговечность металла. Скорость коррозии значительно возрастает при температурах выше 1 000 °С и при диффузии серы в основной металл [2]. Частицы NaCl морской соли понижают содержание хрома в поверхностных слоях лопаток и уменьшают их длительную прочность. Расплавы солей Na₂SO₄, NaCl, Ni₃S₂+Ni обладают адсорбционной активностью по отношению к никелевым жаропрочным сплавам, что является основной причиной снижения длительной прочности в контакте с золой.

Максимальный рост интенсивности коррозии достигается при солевой нагрузке $S \geq 1 \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ [3]. Здесь же авторы приводят данные испытаний сплава ЭП539ЛМ в солевой смеси по весу 70% Na₂SO₄ + 30% NaCl при температуре 850 °С в течение 500 часов, показавшие, что глубина коррозии составила 1,2 мм. Делается вывод, что наибольшее снижение предела длительной прочности происходит при глубине солевой коррозии свыше 0,1 мм и составляет для сплава ЭИ698ВД до 2 раз, для сплавов ЭП539ЛМ и ЭИ826 – до 5 раз. В [2] описыва-

ются результаты испытаний образцов деталей турбин, проведенных в солевой смеси 70% Na₂SO₄ + 10% NaCl + 10% Fe₂O₃ + 7% CaO.

Установлено, что после 200 ч испытаний при 700 °С удельные потери массы колеблются в пределах 0,5 – 1,5 мг/мм².

Таким образом, коррозия элементов ПЧ наступает через 200 – 300 часов, а по другим данным – через 75 – 100 часов работы в агрессивной среде, т.е. ранее предельно допустимого изменения параметров. Методов расчетной оценки скорости распространения солеусталостных повреждений в условиях статического, термоциклического и вибрационного нагружения в настоящее время не существует. Поэтому для предотвращения развития коррозии, увеличения ресурса и надежности ГТД очистка ПЧ должна производиться через 100 – 150 ч работы или при достижении относительного изменения параметров δn или $\delta t_4 = 0,2 \dots 0,5$.

С этой целью метод очистки ПЧ следует выбирать в зависимости от режимов работы ГТД: а) при возможности останавливаться с необходимой периодичностью для противокоррозионной очистки ПЧ – применять промывку жидким моющим средством; б) при невозможности остановки ГТД очистку следует производить твердым очистителем, например, карбобластом – смесью измельченных до размера 1...2,5 мм косточек грецких и др. орехов. Очистка ПЧ карбобластом – эффективное средство очистки компрессоров и турбин от стойких отложений, в том числе КВД ГТД с промощением и турбин при работе на тяжелых топливах [1]. Для очистки карбобластом должны быть защищены от попадания частиц каналы отбора охлаждающего воздуха, например, установкой отбойных козырьков перед отверстием в ПЧ отбора охлаждающего воздуха.

Экспериментально установлены следующие режимы очистки ПЧ карбобластом: а) одна доза, составляющая около 0,01 от расхода воздуха в

ГТД, подается на вход в ПЧ к корням лопаток в 4...8 точках в зависимости от ометаемой площади лопаток первой ступени равномерно через 45...90° по окружности; б) режим работы ГТД – пониженный настолько, что окружная скорость лопаток компрессора не должна превышать 160...200 м/с, а максимальная температура в ПЧ не должна превышать 650 °С; в) после введения 10 доз карбобласта необходимо проводить промывку ПЧ жидким средством.

Для дозирования и подачи в ПЧ карбобласта четырьмя равными порциями разработан, изготовлен и испытан дозатор карбобласта – рис. 1: воздух давлением 0,4...0,6 МПа к дозатору подается из переходника между КНД и КВД. При подаче воздуха в полость А открытием электромагнитного клапана ЭМ2 поршень 7 перемещается влево до упора в крышку 9 в положение загрузки карбобласта 3 из бункера 2. При этом через отверстие 15 в бункер 2 поступает воздух из полости А на барботаж карбобласта для заполнения четырех мерных камер 8. Нажатием кнопки "Пуск" пульта закрывается клапан ЭМ2 и открывается электромагнитный клапан ЭМ1, воздух поступает в полость В, поршень 7 перемещается вправо до упора в крышку 10. При этом открывается отверстие 13 подачи воздуха из полости В в ресивер 6 и далее на продувку камер 8, откуда карбобласт выдувается через четыре отверстия 4 в трубопроводы подачи карбобласта на вход в ГТД.

Очистка карбобластом может применяться и в ГТД с теплоутилизационным контуром (ТУК). Так в установках М25 мощностью 18 МВт с ТУК ролкеров типа "Атлантика", а именно транспортно-десантного корабля ВМФ США "Roy M. Wheat", очистка производится на режиме по мощности не выше 0,3 N_с с подачей карбобласта в зону первичного воздуха каждой из десяти жаровых труб. При очистке карбобластом лопаток компрессора из стали 2Х13 в течение 10 лет эрозионные повреждения не наблюдались.

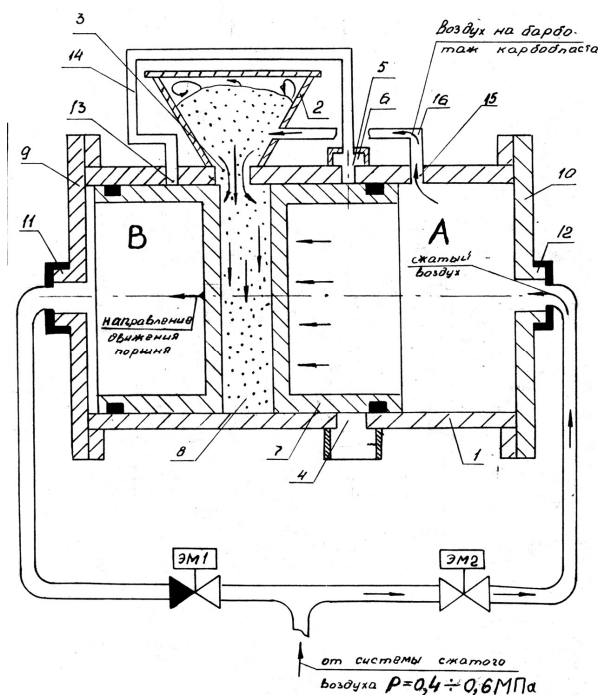


Рис. 1. Дозатор карбобласта

Заключение

Для предотвращения развития коррозии, увеличения ресурса и надежности работы ГТД очистка ПЧ от загрязнений должна производиться до достижения предельно допустимых изменений параметров.

Литература

1. Техническая эксплуатация судовых ГТУ / Г.Ш. Розенберг, А.С. Бондаренко, Е.С. Голуб и др. – М.: Транспорт, 1986. – 222 с.
2. Гецов Л.Б. Детали газовых турбин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 295 с.
3. Особенности повреждения жаропрочных никелевых сплавов при длительном циклическом нагружении в солесодержащей среде / А.Ф. Малыгин, А.Я. Задорский, Л.А. Горячева, Е.Е. Ющенко // Судостр. пром. – Л., 1988. – Вып. 2. Судовые энерг. уст. – С. 50 – 55.

Поступила в редакцию 28.05.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.К. Сухов, Севастопольский национальный институт ядерной энергии и промышленности, Севастополь.

УДК 629.5:621.4

М.Р. ТКАЧ

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

ВЛИЯНИЕ МАСШТАБНОГО ФАКТОРА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГАЗОТУРБИННЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ СУДОВ

На базе математического моделирования показано, что в газотурбинной СЭУ специализированного судна мощностью 6 ... 25 МВт, использующей отходы термопластичных полимеров, диапазон температур наружного воздуха, обеспечивающий максимальное значение КПД, составляет (270 ... 310) К. Диапазон температур, обеспечивающий максимальное значение электрической мощности, составляет (260 ... 280) К. Увеличение мощности ГТД приводит к снижению оптимального (по КПД) значения температуры наружного воздуха и повышению оптимального (по мощности) ее значения.

моделирование, эффективность, альтернативное топливо, судовые энергетические установки

1. Постановка проблемы

Снижение топливной составляющей эксплуатационных затрат специализированных судов рационально осуществлять путем применения альтернативных топлив. Актуальность данной проблемы применительно к нашей стране нашла свое отражение в Законах Украины "Про альтернативні види рідкого та газового палива" (ВР України, Закон № 1391-XIV від 14.01.2000 р.), "Про пріоритетні напрямки інноваційної діяльності в Україні" (ВР України, Закон № 433-IV від 16.01.2003 р.), "Про Загальнодержавну комплексну програму розвитку високих наукоємних технологій" (ВР України, Закон № 1676-IV від 09.04.2004 р.) и в проекте Закона Украины «Про альтернативні джерела енергії» (реєстр. № 6145).

Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем. Применение плавучих производственных комплексов дает ряд существенных преимуществ по сравнению со стационарным размещением аналогичных производств [1].

Использование газотурбинных двигателей (ГТД) позволяет создавать высокоэффективные судовые энергетические установки (СЭУ) различного целевого назначения на базе существующих двигателей с адаптацией к ним СЭУ. Это позволяет минимизировать сроки создания и затраты. В связи с повышением стоимости нефти и нефтепродуктов актуальна проблема использования нефти и отхо-

дов термопластичных полимеров в качестве альтернативных топлив [2]. Схема с электрообогревом технологического оборудования обеспечивает ряд существенных преимуществ для СЭУ специализированного судна [3]. Такое схемное решение особенно актуально для судов, обеспечивающих электроснабжение потребителей.

Цель исследований. Задачей данного исследования является определение влияния масштабного фактора и условий эксплуатации на показатели и параметры СЭУ специализированных судов и технологических платформ, использующих альтернативные топлива.

2. Решение проблемы

СЭУ специализированного судна, обеспечивающего выработку электроэнергии при использовании альтернативного топлива, состоит из ряда подсистем. Технологическая подсистема СЭУ включает оборудование из группы первой и второй ступеней технологического процесса (ТП). Энергетическая подсистема создана на базе ГТД простой схемы. КПД процесса производства электроэнергии

$$\eta_{эл} = \frac{3600}{H_U \cdot b_e}, \quad (1)$$

где H_U – низшая располагаемая теплотворная способность топлива, кДж/кг.

Удельный расход перерабатываемого сырья на кВт-час отпускаемой потребителю электроэнергии

$$b_e = \frac{G_{пл} \cdot 3600}{N_{эл}}, \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)}. \quad (2)$$

Массовый расход сырья, использованного в СЭУ

$$G_{пл} = \frac{C_N \cdot N_{ГТД}}{3600 \cdot k_{тех}}, \text{ кг/с}, \quad (3)$$

где C_N – удельный расход топлива ГТД, кг/(кВт·ч); $N_{ГТД}$ – механическая мощность ГТД, кВт; $k_{тех}$ – относительный выход альтернативного топлива в процессе переработки сырья.

Удельный расход топлива ГТД

$$C_N = \frac{3600}{H_U \cdot \eta_e}, \quad (4)$$

где η_e – КПД ГТД.

Электрическая мощность СЭУ специализированного судна

$$N_{эл} = N_{ГТД} \cdot \left(\eta_{ген} - \frac{\bar{N}_{сн} \cdot C_N}{k_{тех}} \right) - Q_{кр.эл} - Q_{пл.эл} \quad (5)$$

где $\eta_{ген}$ – электрический КПД генератора; $\bar{N}_{сн}$ – удельный расход электроэнергии на собственные нужды технологического оборудования; $Q_{кр.эл}$ – электрическая мощность, расходуемая на подогрев во второй ступени ТП; $Q_{пл.эл}$ – электрическая мощность, расходуемая на подогрев в первой ступени ТП.

Определение показателей СЭУ специализированного судна осуществляется путем математического моделирования с учетом взаимосвязи и взаимовлияния параметров энергетической и технологической подсистем.

Изменение мощности ($i = 1$), КПД ($i = 2$), расхода газа ($i = 3$) и температуры газа на выходе из ГТД ($i = 4$) в зависимости от коэффициентов восстановления полного давления на входе и выходе учтено методом малых отклонений:

$$\delta Y_{i ГТД} = \delta \bar{Y}_{i ГТД} \cdot Y_{i ГТД iso}; \quad (6)$$

$$\delta \bar{Y}_{i ГТД} = C_1^i \cdot (1 - v_{вх}) + C_2^i \cdot (1 - v_{вых}), \quad (7)$$

где $Y_{i ГТД iso}$ – параметр ГТД в условиях ISO 2314;

$\delta \bar{Y}_{i ГТД}$ – изменение относительного значения параметра; $v_{вх}$ – коэффициент восстановления полного давления во входном устройстве ГТД; $v_{вых}$ – коэффициент восстановления полного давления в газоотводном устройстве ГТД; $C_1^i = \delta \bar{Y}_{i ГТД} / \delta P_H$ – коэффициент влияния величины давления воздуха на входе в ГТД; $C_2^i = \delta \bar{Y}_{i ГТД} / \delta P_4$ – коэффициент влияния величины давления газа на выходе из ГТД.

Зависимость параметров ГТД от температуры наружного воздуха представлена в виде

$$Y_{i ГТД} = \bar{Z}_{i ГТД} \cdot Y_{i ГТД iso}. \quad (8)$$

Влияние температуры наружного воздуха T_H на относительное изменение мощности ГТД, КПД ГТД и расхода газа на выходе аппроксимировано как

$$\bar{Z}_{i ГТД} = \sum_{j=0}^3 A_j^i T_H^j. \quad (9)$$

При температурах наружного воздуха ниже $T_{Гр1}$, выполняется проверка соблюдения условия

$$N_{ГТД} \leq K \cdot N_{ГТД iso}, \quad (10)$$

где K – отношение максимальной допустимой мощности ГТД к номинальной.

Изменение относительной температуры газа на выходе из ГТД в функции температуры наружного воздуха аппроксимировано в виде

$$\bar{T}_4 = \sum_{j=0}^1 B_j T_H^j, \quad (11)$$

где при $T_H \leq T_{Гр1}$, $B_j = b_j^1$, иначе $B_j = b_j^2$.

Для некоторых типов двигателей дополнительно установлено ограничение максимального значения температуры T_4 . Исследование влияния масштабного фактора и начальной температуры воздуха на показатели СЭУ специализированного судна выполнено применительно к базовым ГТД производства НПКГ "Зоря" – "Машпроект". Необходимые для

реализации модели характеристики ГТД в условиях ISO 2314 приведены в табл. 1 по данным [4].

Таблица 1
Характеристики ГТД

Параметры, показатели	GT 2 500	GT 6 000	GT 15 000	GT 25 000
Механическая мощность, МВт	2,85	6,70	17,50	27,50
КПД, %	28,5	31,5	35,0	36,0
Температура газов на выходе, К	708	693	706	748
Расход газов на выходе, кг/с	15,0	31,0	70,4	86,0
Степень повышения давления	12,00	14,00	19,58	21,58

Коэффициенты влияния величин давления на входе и выходе – C_1^i и C_2^i определены методом односторонней вариации на базе характеристик ГТД, представляемых предприятием-изготовителем [4] (табл. 2).

Таблица 2
Значения коэффициентов C_1^i и C_2^i

ГТД		GT 2 500	GT 6 000	GT 15 000	GT 25 000
$\bar{N}_{ГТД}$	C_1^1	– 2,0	– 1,8	– 1,8	– 1,6
	C_2^1	– 0,8	– 1,0	– 0,6	– 0,75
$\bar{\eta}_e$	C_1^2	– 1,0	– 0,9	– 0,8	– 0,6
	C_2^2	– 1,0	– 0,9	– 0,8	– 0,6
$\bar{G}_{го}$	C_1^3	– 1,0	– 1,0	– 1,0	– 1,0
	C_2^3	– 1,0	– 1,0	– 1,0	– 1,0
$\bar{T}_4$	C_1^4	0,25	0,25	0,25	0,25
	C_2^4	0,25	0,25	0,25	0,25

Коэффициенты зависимостей мощности, КПД и расхода газа на выходе от температуры наружного воздуха – A_j^i определены путем аппроксимации данных [4] (табл. 3). Коэффициенты зависимостей температуры газа на выходе от температуры наружного воздуха – b_j^i , определены путем аппроксимации данных [4] (табл. 4).

В качестве варианта альтернативного топлива рассмотрены отходы термопластичных полимеров. Приведенные ниже результаты получены в диапазо-

не температур наружного воздуха (258 ... 318) К. Минимальные температурные напоры $\Delta T_{кр}$ и $\Delta T_{пл}$ составляют 55 К; удельный расход электроэнергии на собственные нужды технологического оборудования $\bar{N}_{сн} = 200$ Втч/кг; удельные затраты тепла на первую и вторую ступени ТП $\bar{Q}_{пл} = 300$ Втч/кг и $\bar{Q}_{кр} = 900$ Втч/кг [3, 5]; коэффициенты восстановления полного давления на входе и выходе ГТД $v_{вх} = 0,985$ и $v_{вых} = 0,96$; КПД электрогенератора $\eta_{ген} = 0,962$.

Таблица 3
Значения коэффициентов A_j^i

ГТД	GT 2 500	GT 6 000	GT 15 000	GT 25 000
A_0^1	– 4,4094	4,1071	3,5537	4,5948
$A_1^1 \cdot 10^2$	4,76	– 1,08	– 0,89	– 1,25
A_2^1	– 0,0001	0	0	0
A_3^1	0	0	0	0
A_0^2	– 2,8216	– 1,9281	0,77130	– 0,54924
$A_1^2 \cdot 10^2$	2,914	2,839	0,104	1,261
$A_2^2 \cdot 10^5$	– 5,138	– 8,057	0,7818	– 2,0856
$A_3^2 \cdot 10^8$	– 1,33	6,01	– 3,01	– 1,47
A_0^3	1,8363	– 10,107	1,1839	– 6,7423
$A_1^3 \cdot 10^2$	– 0,235	12,316	0,731	8,445
$A_2^3 \cdot 10^6$	– 2	– 432,51	– 39,652	– 280,35
$A_3^3 \cdot 10^8$	0	48,2	4,2	28,0

Таблица 4
Значения коэффициентов b_j^i

ГТД	GT 2 500	GT 6 000	GT 15 000	GT 25 000
$b_0^1 \cdot 10$	4,2545	1,2947	1,7363	– 1,2166
$b_0^2 \cdot 10^3$	2,13	3,08	3,03	4,01
$b_0^2 \cdot 10$	8,5739	5,4527	6,9072	3,9604
$b_1^2 \cdot 10^3$	0,49	1,58	1,08	2,10
$T_{гр1}, K$	263	270	266	271

Как следует из приведенных данных, в рассматриваемом диапазоне значений температуры наружного воздуха для всех базовых ГТД существуют максимальные значения КПД и электрической мощности СЭУ специализированного судна (рис. 1).

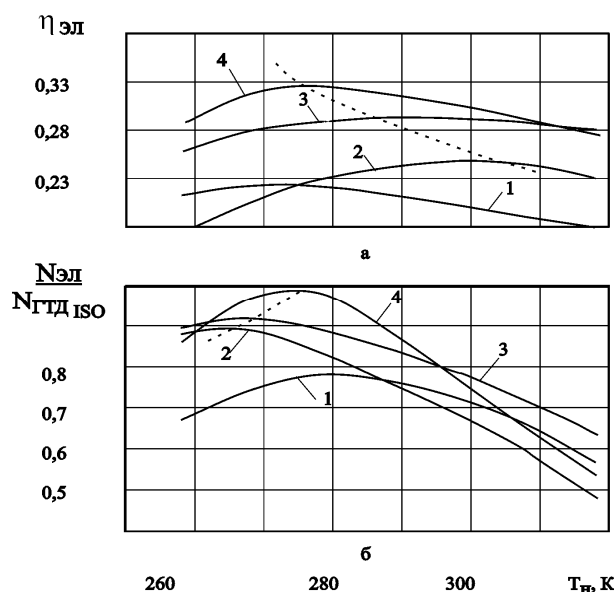


Рис. 1. Влияние мощности на показатели СЭУ специализированного судна в зависимости от температуры наружного воздуха: а – КПД производства электроэнергии; б – относительная вырабатываемая электрическая мощность; 1 – GT2500, 2 – GT6000, 3 – GT15000, 4 – GT25000

Максимальное значение КПД СЭУ на базе GT6000 достигается в диапазоне температур наружного воздуха (300...305) К (рис. 1, а). С увеличением мощности наблюдается снижение значения оптимального температурного диапазона. Так, применительно к GT15000 он равен (280 ... 290) К, а для GT25000 диапазон оптимальных температур снижается до (275...280) К.

С целью обобщения полученных результатов электрическая мощность СЭУ, представлена применительно к каждому базовому ГТД в виде относительного значения $N_{эл} / N_{ГТД_{ISO}}$. Максимальное значение электрической мощности СЭУ применительно к GT6000 достигается при температурах наружного воздуха (265...275) К (см. рис. 1, б). С увеличением мощности ГТД наблюдается повышение значения диапазона температур наружного воздуха, обеспечивающего максимальную электрическую мощность СЭУ. Так, применительно к GT25000, максимальная электрическая мощность достигается в диапазоне температур наружного воздуха (270 ... 280) К. Следует отметить, что в данном случае оптимальные значения температуры по КПД и электрической мощности СЭУ совпали.

Дальнейшие исследования должны выявить влияние частичных режимов работы на эффективность газотурбинных СЭУ специализированных судов.

Заключение

1. В газотурбинной СЭУ специализированного судна мощностью 6 ... 25 МВт, использующей отходы термопластичных полимеров, диапазон температур наружного воздуха, обеспечивающий максимальное значение КПД, составляет (270 ... 310) К.
2. В аналогичных условиях – диапазон температур наружного воздуха, обеспечивающий максимальное значение электрической мощности, составляет (260 ... 280) К.
3. Увеличение мощности ГТД приводит к снижению оптимального (по КПД) значения температуры наружного воздуха и повышению ее значения, оптимального (по мощности).

Литература

1. Moller A. P., SHIP-SHAPE (FPSOS) // World Oil, 00438790. – 2001. – Vol. 222, Issue 10. – P. 18.
2. Головащенко А.Ф., Ткач М.Р., Тимошевский Б.Г. Энерготехнологические газотурбинные комплексы на базе альтернативных топлив // Судовое и энергетическое газотурбостроение. НТС, т. 1. – Николаев: НПКГ «Зоря» – «Машпроект», НО ИАУ. – 2004. – С. 281 – 285.
3. Ткач М.Р. Эффективность схемных решений энергетических установок специализированных судов и платформ на базе ГТУ // 36. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ. – 2003. – № 5 (391). – С. 58 – 66.
4. Газотурбинные двигатели для энергетики и газотурбинные электростанции. – Николаев: НПКГ «Зоря» – «Машпроект», 2004. – 20 с.
5. Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Альтернативные топлива для тепловых двигателей // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – Х.: Нац. аерокосм. ун-т «ХАІ». – 2001. – Вип. 26. Двигуни та енергоустановки. – С. 13 – 18.

Поступила в редакцию 10.05.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.Д. Жуков, ЦКБ «Шип Дизайн энд Инжиниринг Юкрейн», Николаев.

УДК 621.577

Б.Х. ПЕРЕЛЬШТЕЙН, Э.Б. МАЦ, Р.А. КИЛЬДЕЕВ, А.С. ХАМЗИН*Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева
(КГТУ – КИИ), Россия*

К ЗАДАЧЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВНУТРЕННЕЙ ЭНЕРГИИ ХОЛОДНОГО ЗИМНЕГО ВОЗДУХА ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ И ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

По прогнозу Мирового энергетического комитета к 2020 г. доля отопления и горячего водоснабжения с помощью тепловых насосов должна составить 75%. Рассматриваются подходы для создания воздушных тепловых насосов с целью генерации источника греющей температуры, в частности, $+100 \div 150$ °С из энергии воздушного бассейна при внешней температуре $-20 \div -40$ °С. В предлагаемом насосе коэффициент преобразования ожидается не ниже, чем в классических тепловых насосах при использовании ими источника нижней температуры на уровне $+4 \div 8$ °С с производством греющей температуры $+50 \div 65$ °С. Сам насос новой регенеративной схемы использует в своем составе обращенные градирни и обращенные газогенераторы. По сопоставлению с простой котельной ожидаемое снижение расхода промышленного газа порядка 50 – 60%, а по сопоставлению с электрическим нагревом – до 2,5 раз.

тепловой насос, топливный коэффициент, обращенный цикл Брайтона, цикл Лоренца, обледенение, обращенная градирня, антифриз, силиконовая жидкость

Введение

Общее количество работающих теплонасосных установок в развитых странах уже превышает 20 млн., а ежегодный выпуск составляет более 1 млн. По прогнозу Мирового энергетического комитета к 2020 г. доля отопления и горячего водоснабжения с помощью тепловых насосов составит 75%.

1. Формулирование проблемы

В тепловых насосах осуществляют процессы генерации источника высокой температуры (ИВТ – $T_{\text{ивт}}$) на базе внешнего источника нижней температуры (ИНТ – $T_{\text{инт}}$) и за счет ввода в систему высокопотенциальной внешней энергии (E_o) [1, 2, 3]. Коэффициент преобразования теплового насоса – K_μ (в иных литературных источниках – коэффициент полезного действия, топливный коэффициент) можно представить для одного G кг/с вещества как:

$$K_\mu = G \cdot C_p \cdot (T_{\text{ивт}} - T_{\text{инт}}) / E_o. \quad (1)$$

В существующих тепловых насосах, как правило, используется тепло водоема, грунтовых вод при $T_{\text{инт}} = 4 - 8$ °С, выход тепла $T_{\text{ивт}} = 65$ °С, температура «обратки» $T_{\text{обр}} = 55$ °С. В этих условиях $K_\mu = 2,5 - 4,5$. При $T_{\text{инт}} < 0$ подобные системы практически неработоспособны. Они не в состоянии при

удовлетворительных значениях K_μ , обеспечить $T_{\text{ивт}} = 120 - 150$ °С.

2. Задача исследования

Задача исследования состоит в том, чтобы ответить на вопрос: возможно ли создание воздушных регенеративных тепловых насосов для отопления крупных промышленных объектов и массивов жилых зданий за счет энергии воздушного бассейна при его температурах от -50 до $+10$ °С. В условиях эксплуатации, где на уровне десятков и сотен МВт исключается использование тепла грунта, тепла грунтовых вод, тепла вод рек и моря (континентальные районы России и иных стран). В условиях эксплуатации, где неприемлемы (из-за тепловых потерь) греющие потоки, которые характерны для классических тепловых насосов. Положительный ответ на сформулированную постановку задачи, в первом приближении, можно получить при условии, что топливный коэффициент исследуемого агрегата будет $K_\mu \geq 2,5$ при источнике нижней температуры – минус 50 °С $\leq T_{\text{инт}} \leq +10$ °С и источнике верхней (греющей) температуры $T_{\text{ивт}} \geq 100 - 150$ °С и при условии, что при осуществлении цикла будут определены перспективы недопущения обледенения.

2.1. Общие соображения

Последовательно рассмотрим ряд вариантов осуществления теплотехнического цикла для целей отопления в новой постановке.

Вариант 1, рис. 1. К котельной подводится магистральный газ в количестве 1 кг/с с низшей теплотворной способностью $N_u = 50\,000 \text{ кДж/кг}$. Получаем, например, греющее тело с температурой 100°C . Тепловая мощность потока тепла – $W_T = 50\,000 \text{ кВт}$.



Рис. 1. Вариант 1

Вариант 2, рис. 2. К когенерационной ГТУ с КПД $\eta = 0,4$ подводится магистральный газ в количестве 1 кг/с с низшей теплотворной способностью $N_u = 50\,000 \text{ кДж/кг}$. В частном случае, при $\eta_g = 0,4$ получаем электрическую энергию в количестве $W_{\text{э}} = 20 \text{ МВт}$, тепловую энергию $W_T = 30 \text{ МВт}$. Предполагается, что полученная электрическая энергия транспортируется от когенерационной ГТУ только для целей отопления.



Рис. 2. Вариант 2

Вариант 3, рис. 3. Когенерационная ГТУ с КПД $\eta = 0,4$ приводит воздушный тепловой насос. Внешним источником нижней температуры будет являться внутренняя энергия наружного воздуха. Предварительно примем, что топливный коэффициент названного насоса $K_u = 2,5$. В последнем случае при затратах $W_3 = 20 \text{ МВт}$ получим $W_{\text{тп}} = 2,5 * 20 = 50 \text{ МВт}$ тепловых. Другими словами, в систему вводится энергия из окружающей среды в количестве 30 МВт . Итого, подается 50 МВт (химическая энергия топлива), на выходе – 80 МВт тепловых. Таким образом, имеем 60% экономии топлива, причем, экономии за счет производства большего количества тепла при той же затрате топлива. С учетом конечных значений эффективности тепловых аппаратов относительные цифры при реальном рассмотрении изменяются мало.

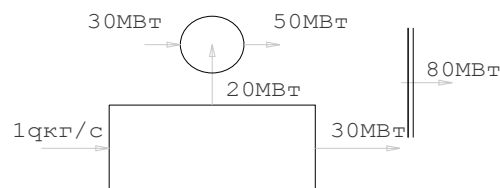


Рис. 3. Вариант 3

2.2. Термодинамический аспект рассматриваемой проблемы

Известна теоретическая схема, когда тепловой насос реализует обращенный цикл Брайтона (вариант цикла Лоренца) и включает процессы сжатия в воздушном компрессоре, отвода тепла в питательном теплообменнике, расширения на детандерной воздушной турбине с температурой выхлопа порядка -70°C . Подобная система быстро обледеневает. К настоящему времени этот фактор является основным фактором сдерживания от внедрения подобных систем. Изменение температуры за компрессором при изменении наружной температуры и P_k , а также изменение топливного коэффициента подобной системы показано на рис. 4 и 5. Как видно, с термодинамической точки зрения подобная система весьма привлекательна.

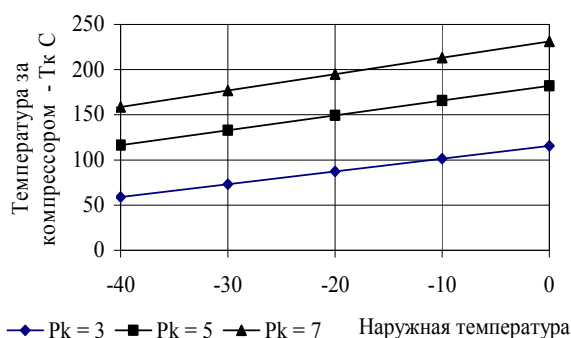


Рис. 4. Изменение температуры за компрессором от изменения наружной температуры и P_k

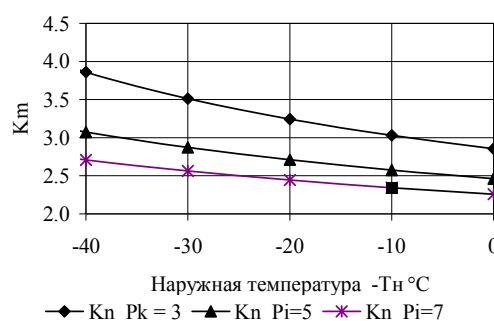


Рис. 5. Изменение топливного коэффициента от изменения наружной температуры и P_k

2.3. Новые предложения

Обратимся к рис. 6 [4], где представлена изучаемая отопительная система. Она включает: привод – 1 (электрический, паровой, газовая турбина, дизель), обращенный газогенератор – 2, включающий турбину перерасширения – 3, утилизационный теплообменник – 4, дожимающий компрессор – 5, питательный теплообменник – 6, ресивер – 7, обратную градирню – 8.

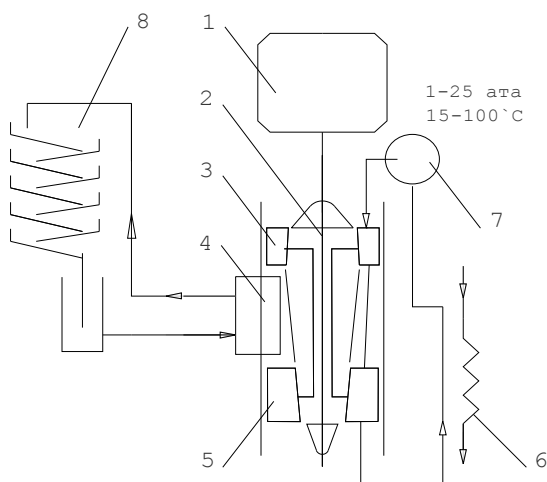


Рис. 6. Отопительная энергетическая система

Холодный воздух после турбины подается на теплообменник 4. На греющую сторону этого теплообменника подается силиконовая жидкость [5] из системы 8. Система представляет собой обратную градирню, где по последовательности металлических «тарелок» (наподобие тарелок ректификационной колонны) протекает силиконовая жидкость. Рассматриваемый тепловой насос имеет второй канал энергетической подпитки: съем тепла в теплообменнике 6 организован из условия постоянства параметров и, прежде всего, температуры в ресивере 7. Поэтому данный тепловой насос является также и регенеративной системой. Это очень важный фактор для достижения высокой термодинамической эффективности изучаемого теплового насоса.

Не исключается, что на холодном теплоносителе может конденсироваться влага из воздушного бассейна, хотя силиконовые жидкости очень устойчивы к обводнению. Не исключаются мероприятия рециркуляционного обезвоживания (если используется антифриз). Классический подход ввода внешней

энергии в систему (через обычный теплообменник с вентилятором), в общем случае, фатален с точки зрения обледенения. Нужно отметить, что использование силиконовых полимеров для обеспечения эффективного теплообмена в рассматриваемых условиях – это отдельная и требующая оптимизации задача.

Для понимания возможных событий были проведены численные исследования. Все расчеты были проведены на базе вычислительного комплекса «ГРАД» [6] – рабочем инструменте ряда авиационных двигателестроительных фирм России. Данный комплекс был разработан в Казанском авиационном институте – КАИ (ныне технический университет – КГТУ). Используя «ГРАД» можно создавать математические модели со сложными процессами энергообмена между контурами многоконтурных двигателей, других силовых установок, тепловых насосов и пр. При расчете принималось: КПД турбины (по параметрам торможения) $\eta_t = 0,92$; КПД компрессора (по параметрам торможения) $\eta_k = 0,87$. Эффективность теплообменной аппаратуры – $\varepsilon = 0,8$ (противоток). Соотношение расходов теплоносителей подбиралось из условия равенства их водяных эквивалентов $W_g = W_x$. На 1 кг/с сухого воздуха приходится примерно 0,3 кг/с силиконовой жидкости, теплоемкость которой равна ~ 3 кДж/кг*град. Суммарные гидравлические потери по тракту обратимого газогенератора 2 составили 10%, $\nu^* = 0,9$.

Результаты расчетов при температуре за турбиной перерасширения – 50 °C показаны на рис. 7 и 8. Как видно из графиков, в этих условиях, начиная с температуры – 20 °C, топливный коэффициент превышает величину $K_u > 2,5$.

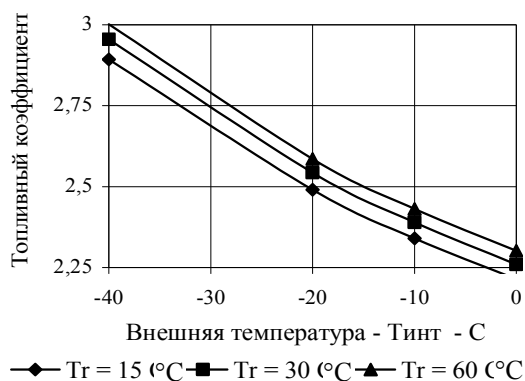


Рис. 7. Изменение топливного коэффициента от изменения внешней температуры при $T_t = -50$ °C

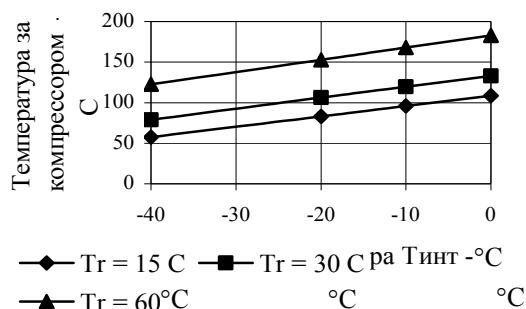


Рис. 8. Изменение температуры за компрессором в зависимости от внешней температуры

Эти расчеты также показали, что при наружной температуре, например, -10°C , оптимальная температура за турбиной (с точки зрения получения высоких значений топливного коэффициента) должна быть меньше -50°C , порядка -20°C . А при внешней температуре -50°C , потребная температура за турбиной (из этих же соображений) -70°C . Обеспечивая высокие показатели в штатной точке, агрегат дает заметное снижение параметров в нерасчетных. Это указывает на то, что при создании реальной машины нужно ориентироваться на регулируемую машину (изменение давления и температуры в ресивере, изменение оборотов, углов установки соплового аппарата турбины, направляющих аппаратов в компрессоре). Это отдельная задача и может, при необходимости, быть рассмотрена и решена на базе работы [6]. Пример летней эксплуатации аппарата при температуре за турбиной порядка 0°C показан на рис. 9.

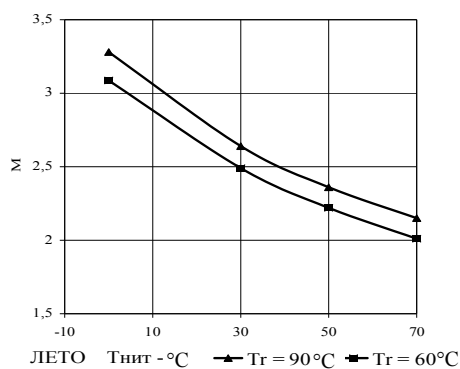


Рис. 9. Пример летней эксплуатации

Полученные результаты требуют дальнейшего детального изучения. Необходимо проведение работ по исследованию обращенной градири с целью определения ее эффективности при различных ско-

ростях теплоносителя, как функции от определяющих ее размеров.

Заключение

Сформулированы новые подходы, которые могут позволить эффективно реализовать идею теплового насоса с использованием в качестве источника нижней температуры внутренней энергии морозного воздуха (до температур -50°C) с получением источника греющей температуры порядка 150°C .

При положительном подтверждении в эксперименте изучаемых положений обратимый газогенератор можно будет создавать на базе снятых с летного ресурса авиадвигателей. Внедрение подобных систем может существенно улучшить топливно-энергетический баланс стран с холодными климатическими условиями (Россия, Канада и др.).

Литература

1. Калнинь И.М. Перспективы развития тепловых насосов // Холодильная техника. – 1994. – № 1.
2. Болгарский А.В., Мухачёв Г.А., Щукин В.К. Термодинамика и теплопередача. / М.: Высш. шк., 1973.
3. Шелест П.А. Учение о теплоте и тепловых машинах // Техника машиностроения. – 2002. – № 3 (22). – С. 122 – 132.
4. Перельштейн Б.Х. Способ получения горячего воздуха // Заявка в Роспатент № 2002110341/06 (010871). Приоритет 11.02.03.
5. Низкозамерзающие теплоносители для систем отопления. – <http://www.himavto.ru/teplo.htm>.
6. Свидетельство об офиц. рег. № 2002611663. Прогр. комплекс «Газодинамические расчеты авиационных двигателей» (ПК «ГРАД», версия 15.98) Правообладатель: Казанский гос. техн. ун-т им. А.Н. Туполева (RU). Авторы: А.П. Тунаков, Б.Х. Перельштейн, Э.Б. Мац, Р.А. Кильдеев, А.С. Хамзин и др. РОСПАТЕНТ, по заявке № 2002611400, дата поступления 29 июля 2002 г.

Поступила в редакцию 25.05.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.А. Мифтахов, Государственный технологический университет (КХТИ), Казань.

УДК 621.577

А.А. СИРОТА¹, Д.В. КОНОВАЛОВ², Н.И. РАДЧЕНКО²¹*Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, Украина*²*Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина*

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ В СУДОВЫХ РЫБОМУЧНЫХ УСТАНОВКАХ

Рассмотрено использование теплоты пара вторичного вскипания выпарных аппаратов рыбомучных установок для производства холода с помощью эжекторной холодильной машины. Проанализировано влияние температурных напоров в генераторах пара и испарителях на коэффициенты эжекции и тепловые коэффициенты холодильной машины. Вскрыты резервы повышения эффективности ее работы и предложено соответствующее схемное решение.

утилизация низкопотенциального тепла, эжекторная холодильная машина, рыбомучная установка, вторичный пар, коэффициент эжекции, тепловой коэффициент

Введение

Современные крупнотоннажные рыбопромысловые суда (водоизмещением свыше 1 000 рег. т) ведут не только промысел рыбы и морепродуктов (креветка, криль, краб и др.), но и их переработку. Большие морозильные траулеры, рыбоперерабатывающие плавучие заводы, рыбомучные плавбазы оборудованы рыбомучными установками (РМУ), предназначенными для переработки рыбных отходов и малоценного улова в рыбную муку. В их состав входят варильные и сушильные аппараты. При производительности РМУ свыше 25 т/сут по сырью они дополнительно укомплектованы выпарными аппаратами, служащими для получения концентрированного рыбного бульона (45 ... 50%).

1. Постановка проблемы. Выявление нерешенных задач

РМУ является наиболее крупным потребителем пара на рыбопромысловых судах (на промысле расход пара на них составляет 40% и выше в зависимости от типа судна). Однако в них имеют место значительные потери тепла с пролетным паром (паром, прорывающимся через конденсатоотводчики) и с вторичным паром (паром вторичного вскипания в выпарных аппаратах РМУ), достигающие 30...40%

всего количества пара, потребляемого РМУ. Поэтому **проблема** сокращения потерь тепла стоит довольно остро. Ее решение способствовало бы рациональному расходованию топливно-энергетических ресурсов на судне в целом.

Однако довольно низкий тепловой потенциал пара вторичного вскипания (давление $P_{\text{втор}} = 0,01 \dots 0,04$ МПа и температура $t_{\text{втор}} = 60 \dots 75$ °С) затрудняет его непосредственное использование в технологическом процессе самой РМУ. С другой стороны, на этих судах имеет место потребление значительного количества холода, в частности, системами технического кондиционирования для охлаждения рыбной муки и других сред. Покрыть эти потребности можно за счет производства холода в теплоиспользующих холодильных машинах, в частности, теплоиспользующих эжекторных холодильных машинах (ТЭХМ) [1 – 3]. ТЭХМ обладают такими неоспоримыми преимуществами, как простота конструкции и обслуживания, отсутствие в эжекторе движущихся частей, минимальное потребление электроэнергии (циркуляционный насос потребляет 10 ... 30 Вт электроэнергии на 1 кВт вырабатываемого холода [2]). Источником тепла для ТЭХМ может служить вторичный пар РМУ.

2. Постановка задачи исследования

Утилизация тепла вторичного пара РМУ в ТЭХМ анализировалась в работе [4]. Однако резервы повышения эффективности самих теплоиспользующих эжекторных холодильных машин не рассматривались. Наличие этих резервов связано с недостаточно высокой интенсивностью теплопередачи в генераторах и испарителях, обусловленной, прежде всего, крайне низкой интенсивностью теплоотдачи к дисперсной смеси на завершающей стадии внутритрубного кипения, т.е. при переходе от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению, сопровождающемуся осушением стенки трубы. При этом имеют место повышенные температурные напоры, от которых зависят температуры кипения и перегрева пара, а значит, и энергетические показатели ТЭХМ.

Задачей исследования является выявление резервов повышения энергетической эффективности ТЭХМ, использующих теплоту пара вторичного

вскипания выпарных аппаратов РМУ для производства холода, и разработка соответствующих схемных решений.

3. Анализ энергетической эффективности ТЭХМ

Схема утилизации тепла вторичного пара от РМУ в ТЭХМ приведена на рис. 1. Давление пара, вырабатываемого вспомогательными котлами на БМРТ, составляет 0,7...0,9 МПа, а на рыбоперерабатывающих плавбазах – 0,9...4 МПа.

Работа эжектора характеризуется коэффициентом эжекции $U = G_n/G_p$, где G_n – расход нерабочего пара (подсасываемого – вторичного пара); G_p – расход рабочего пара высокого давления от котла.

Значения коэффициента эжекции U парового эжектора Э1 (в схеме на рис. 1) в зависимости от давления P_c смешанного потока, подаваемого на генератор ТЭХМ, при давлении рабочего пара от котла $P_p = 0,98$ МПа, приведены на рис. 2.

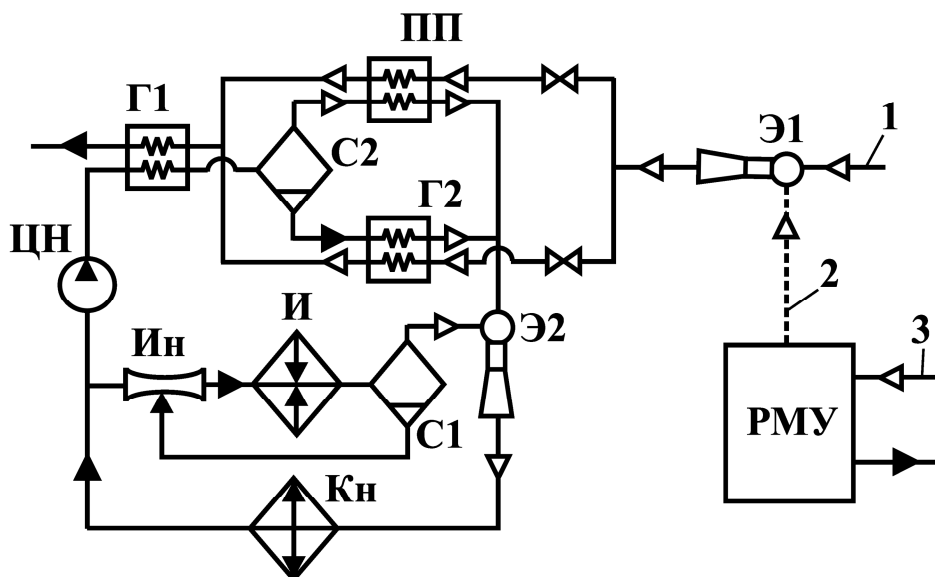


Рис. 1. Схема утилизации тепла в судовых РМУ: 1 – пар от котла; 2 – вторичный пар РМУ; 3 – пар на потребители РМУ; Г1, Г2 – генераторы пара первой и второй ступени; И – испаритель; Ин – инжектор; Кн – конденсатор; ПП – пароперегреватель; С1 – сепаратор на линии всасывания; С2 – сепаратор на линии рабочего пара; ЦН – циркуляционный насос; Э1 – паровой эжектор поджата вторичного пара; Э2 – эжектор холодильной машины

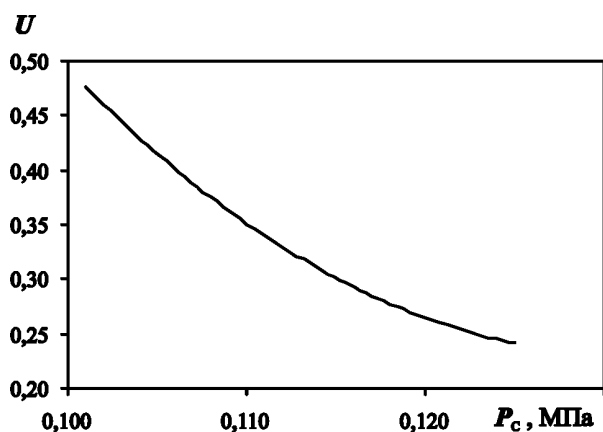


Рис. 2. Зависимость коэффициента эжекции U парового эжектора Э1 от давления смешанного потока P_c при давлении рабочего пара $P_p = 0,98 \text{ МПа}$

Из рис. 2 видно, что увеличение давления смешанного потока на $0,02 \text{ МПа}$ приводит к уменьшению U в два раза. Это обусловлено слишком низким давлением вторичного пара. Поэтому целесообразнее использовать эжектор для повышения давления смешанного потока, подаваемого на генератор ТЭХМ, не более $0,101 \dots 0,105 \text{ МПа}$, чему соответствует $U = 0,43 \dots 0,48$.

Показателем энергетической эффективности ТЭХМ является тепловой коэффициент: $\zeta = Q_0/Q_g$, где Q_0 – холодопроизводительность ТЭХМ; Q_g – теплота, подводимая в генераторе.

Температура кипения хладагента в генераторе зависит от давления греющего пара (смеси острого и вторичного пара на выходе из Э1) и находится в диапазоне $t_g = 80 \dots 100 \text{ }^\circ\text{C}$. Режиму работы холодильных машин систем кондиционирования воздуха соответствуют температуры кипения в испарителе в диапазоне $t_0 = 0 \dots 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Из рис. 3 видно, что увеличение t_g с 80 до $100 \text{ }^\circ\text{C}$ приводит к увеличению коэффициента эжекции U эжектора ТЭХМ на $20 \dots 50\%$ (в зависимости от температуры конденсации t_k – чем выше t_k , тем больше относительный эффект от увеличения t_g) и теплового коэффициента ζ на $30 \dots 60\%$. В качестве хладагента принят R600 (бутан). За счет перегрева пара в

пароперегревателе ПП после генератора Г1 можно добиться повышения U на $6 \dots 12\%$, причем при более высокой t_g приращение U больше.

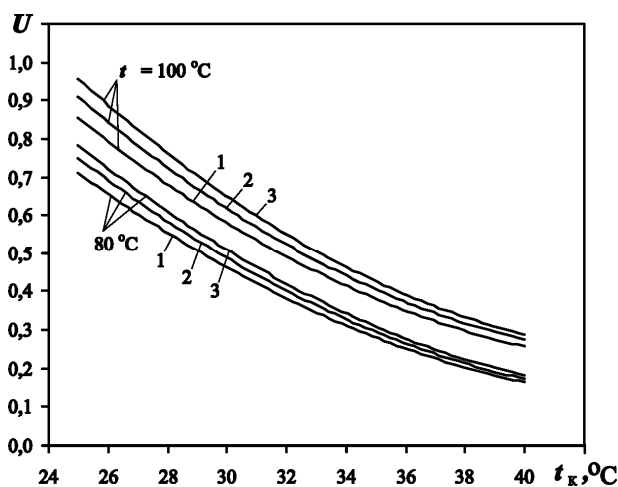


Рис. 3. Зависимость коэффициента эжекции U от температуры конденсации t_k при температуре кипения в испарителе $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, разных температурах кипения в генераторе t_g и перегревах рабочего пара Δt : 1 – $\Delta t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; 2 – $\Delta t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; 3 – $\Delta t = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

Увеличение температуры кипения в испарителе t_0 на $2 \dots 5 \text{ }^\circ\text{C}$ вызывает повышение U на $15 \dots 30\%$ и ζ на $30 \dots 50\%$ (рис. 4), а перегрев приведет к обратному эффекту. Так, перегрев $\Delta t_0 = 10 \dots 20 \text{ }^\circ\text{C}$ уменьшает U на $3 \dots 5\%$, а ζ на $5 \dots 8\%$ (рис. 5, б).

Повысить температуру кипения в испарителе на $3 \dots 5 \text{ }^\circ\text{C}$ при том же температурном режиме можно за счет увеличения интенсивности теплообмена (при степени сухости пара $x = 0,9$ коэффициент теплоотдачи α значительно выше, чем при $x = 1$, а соответственно выше и коэффициент теплопередачи k). После испарителя И (рис. 1) влажный пар хладагента с $x \leq 0,9$ направляется в сепаратор С1, откуда жидкость подается обратно в испаритель с помощью инжектора Ин, а сухой насыщенный пар подсасывается эжектором Э1, смешивается с рабочим паром и подается в конденсатор Кн. После конденсатора жидкий хладагент разделяется на две части: первая поступает в испаритель на кипение, а вторая циркуляционным насосом ЦН нагнетается в генератор.

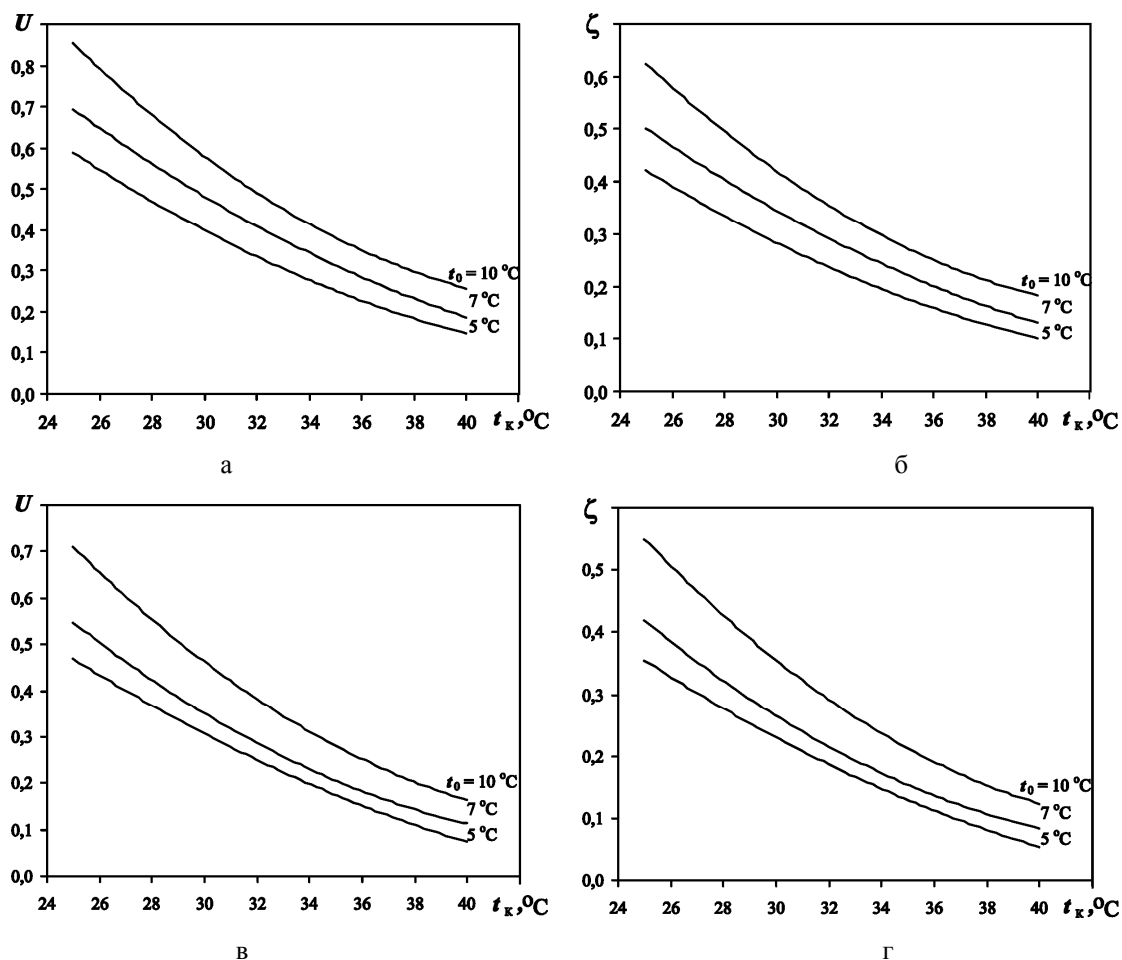


Рис. 4. Зависимость коэффициента эжекции U и теплового коэффициента ζ от температуры конденсации t_k при разных температурах кипения в испарителе t_0 и в генераторе t_r : а, б – $t_r = 80$ °C; в, г – $t_r = 100$ °C

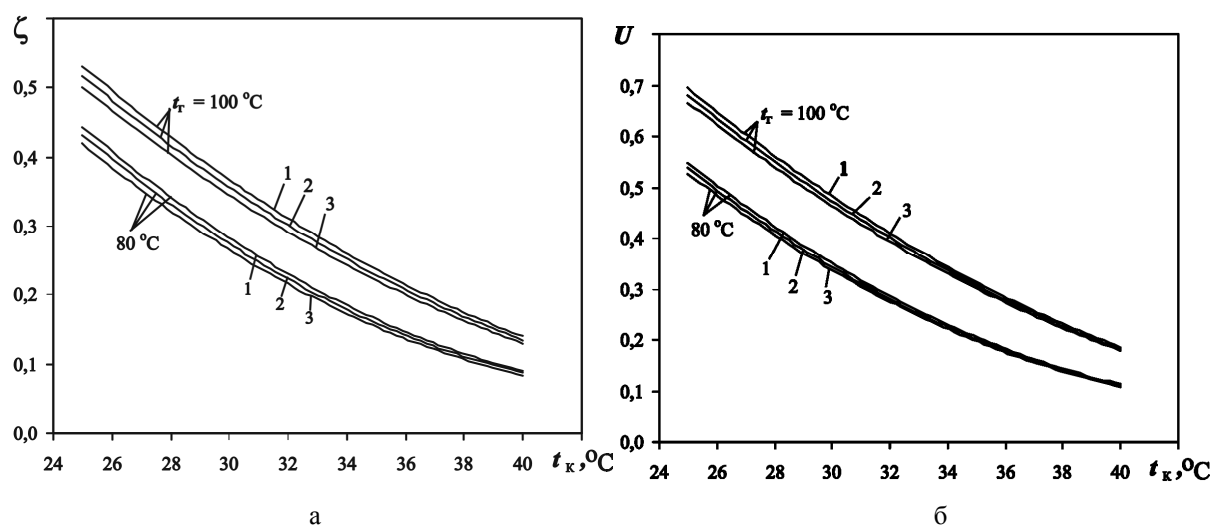


Рис. 5. Зависимость теплового коэффициента ζ (а) и коэффициента эжекции U (б) от температуры конденсации t_k при температуре кипения в испарителе $t_0 = 7$ °C, разных температурах кипения в генераторе t_r и перегреве нерабочего пара Δt : 1 – $\Delta t = 0$ °C; 2 – $\Delta t = 10$ °C; 3 – $\Delta t = 20$ °C

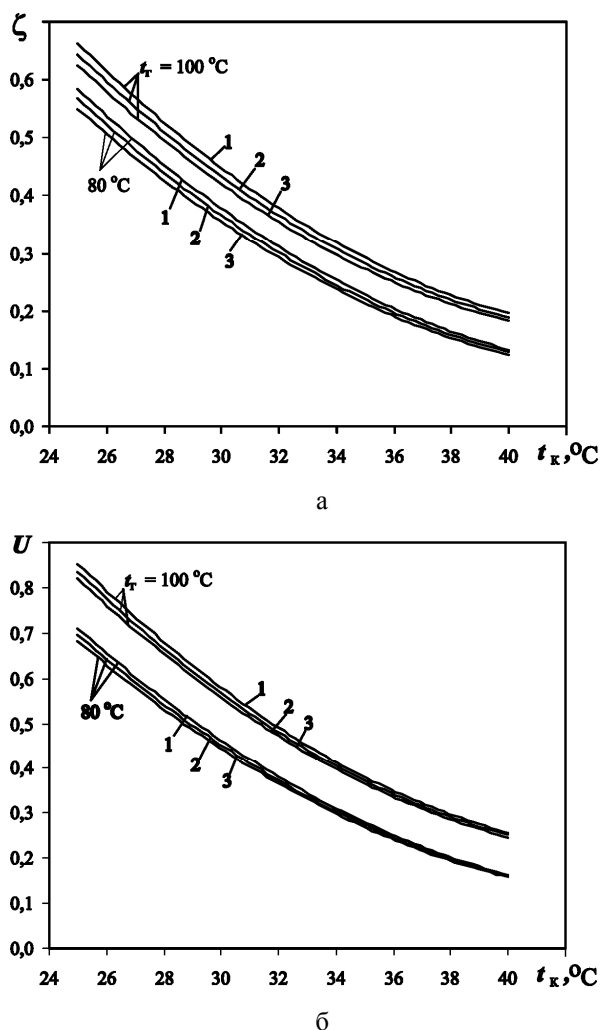


Рис. 6. Зависимость теплового коэффициента ζ (а) и коэффициента эжекции U (б) от температуры конденсации t_k при температуре кипения в испарителе $t_0 = 10^\circ\text{C}$, разных температурах кипения в генераторе t_r и перегревах нерабочего пара Δt : 1 – $\Delta t = 0^\circ\text{C}$; 2 – $\Delta t = 10^\circ\text{C}$; 3 – $\Delta t = 20^\circ\text{C}$

Для повышения температуры кипения в генераторе используется тот же эффект, что и в случае с испарителем: отвод пара из генератора Г1 осуществляется при $x \leq 0,8$. Разделение парожидкостной смеси происходит в сепараторе С2, доиспарение жидкости – в генераторе Г2, а перегрев пара – в пароперегревателе ПП. Такая схема утилизации тепла в судовых рыбомучных установках позволит достичь теплового коэффициента холодильной машины $\zeta = 0,5 \dots 0,62$.

Заключение

Предложен принцип работы теплообменных аппаратов ТЭХМ с неполным испарением и инжекционной рециркуляцией жидкости. Интенсивная теплотransдача и сокращение температурных напоров обеспечивают перегрев пара в генераторе и его отсутствие в испарителе, в результате чего повышаются коэффициенты эжекции и тепловые коэффициенты ТЭХМ.

Перегрев рабочего пара позволяет повысить коэффициент эжекции ТЭХМ до $0,8 \dots 1,0$.

При температурах конденсации $t_k = 25 \dots 30^\circ\text{C}$ тепловой коэффициент ТЭХМ составляет $\zeta = 0,5 \dots 1,0$, что делает их вполне конкурентноспособными по энергетической эффективности со значительно более сложными абсорбционными теплоиспользующими холодильными машинами.

Литература

Захаров В.Ю. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.

Петренко В.А. Теоретическое и экспериментальное исследование эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 2 (71). – С. 12 – 18.

Петренко В. А. Принцип выбора рабочего вещества для эжекторной холодильной машины // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 1 (70). – С. 16 – 21.

Сирота А.А., Радченко Н.И., Коновалов Д.В. Теплоиспользующий контур выпарных установок // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2003. – № 7 (42). – С. 67 – 72.

Поступила в редакцию 12.04.2004

Рецензент: канд. техн. наук И.И. Петухов, докторант, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК 338.242.007.2

Н.А. МИХАЙЛОВА

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

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ УПРАВЛЕНИЯ ИННОВАЦИОННОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬЮ ПЕРСОНАЛА ОПЫТНО-КОНСТРУКТОРСКОГО БЮРО ОАО НПО «САТУРН»

Показана необходимость оптимизации инновационной деятельностью инженерного корпуса конструкторского бюро машиностроительной компании, проектирующей и производящей газотурбинные двигатели. Приведен пример управления проектом разработки и производства совместного франко-российского ГТД SM146 для российского регионального самолета (RRJ) фирмы «Сухой».

экономика, промышленное предприятие, инженерный персонал, инновационная деятельность, управление проектом

Введение

В современных условиях жесткой конкурентной борьбы, высокого уровня финансового риска, повышения уровня требований потребителей к качеству товара инновационная способность персонала становится основополагающим элементом конкурентоспособного развития компаний, работающих в сфере проектирования и производства наукоемкой продукции [1, 2].

Наглядным примером этого служит конструкторское бюро многопрофильной компании ОАО НПО «Сатурн» города Рыбинска, специализирующейся на проектировании и производстве газотурбинных двигателей авиационного, морского и наземного применения широкой гаммы мощности от 300 кг до самого мощного в России ГТД – 110 мегаватт.

1. Формулировка проблемы

Инновационная деятельность персонала – это совокупность действий сотрудников компании в сфере создания, развития и управления инновациями.

Целью в области управления инновационной деятельностью является поддержание ее на уровне, достаточном для достижения стратегических целей предприятия.

2. Решение проблемы

Развитие инновационной способности персонала подразумевает стимулирование его творчества. Эта задача не является новой. Она, в первую очередь, связана с понятием «мотивация», которому в литературе уделено должное внимание. При этом в центре оказывалось развитие инновационной способности, а не управление ею. Между тем, с точки зрения выгоды предприятия, хорошим решением является отнюдь не всякая новая и креативная идея, но, прежде всего, полезная. Более того, неуправляемая инновационная деятельность сотрудников может причинить вред, так как любая инновация потенциально способна нарушить нормальное функционирование предприятия, кроме того, креативность работника может быть сознательно направлена им на достижение целей, не совпадающих в данный момент времени с целями всей организации.

При этом креативность работников и риск использования инноваций – два разных понятия, которые разделяются с помощью стратегии компании. Стратегия выступает в качестве защитного механизма, выполняющего селективный отбор инноваций, которым «не дают хода», если они не соответствуют направлению развития предприятия, обозначенному стратегией, т.е. получением максимальной

прибыли. Таким образом, недостаточная инновационная деятельность – для компании плохо, избыточная – тоже может нанести вред. Распыление усилий по многим направлениям, не обеспеченным необходимыми ресурсами (прежде всего, трудовыми), не приведет к желаемому результату – созданию конкурентоспособного товара. Поэтому важно определить оптимальный уровень инновационной деятельности персонала, управлять ею на рациональной и систематизированной основе. Это главная задача менеджеров конструкторских служб, как правило, имеющих наибольший опыт работы в сфере проектирования.

В конструкторском бюро ОАО НПО «Сатурн» в основном имеет место не «конвейерная» переработка информации (однотипные действия над информацией), а создание принципиально новых объектов, поэтому в опытно-конструкторском бюро внедрено «проектное» управление инновационным потенциалом сотрудников, при котором каждый комплекс работ по проектированию чего-либо нового организован по нижеприведенному алгоритму:

1. Планирование цели проекта, которая, безусловно, должна соответствовать стратегическим целям компании и быть четко сформулированной.
2. Детализация работ, что организует сотрудников, не позволяя прикрываться «суперинтеллектуальностью» задачи, направляет их усилия в необходимое для предприятия русло в конкретные сроки.
3. Определение промежуточных результатов.
4. Выявление и минимизация рисков.
5. Формирование организационной структуры проекта.

Важно четко определить лиц, ответственных за проведение оценки результатов труда остальных участников проекта; людей, наделенных правом использовать ресурсы компании и контролировать деятельность исполнителей.

6. Контроль за ходом выполнения этапов проекта.

Осуществляется сравнительный анализ соответствия фактических результатов плановым, на основании этого принимается соответствующее решение.

Примером такой организации работ является проектирование и организация производства совместно с французской фирмой Snecma Moteurs ГТД SM146 для российского регионального самолета (RRJ) фирмы «Сухой».

Реализация данного проекта, который является одним из самых первостепенных в российском двигателестроении, позволяет осуществить интеграцию в международное разделение труда, выйти на мировой авиационный рынок с новым двигателем. Реализация проекта рассчитана на значительный экономический эффект – на две трети программа ориентирована на экспорт. Выручка от реализации двигателей по прогнозным оценкам составит 6 – 7 миллиардов долларов.

Из всего разнообразия тем в бизнес-плане 2004–2006 годов высшим уровнем менеджмента ОАО НПО «Сатурн» расставлены приоритеты. Данной теме определено ведущее место в деятельности предприятия и составлен план ее разработки, представленный на рис. 1.



Рис. 1. Календарный план совместной разработки двигателя SM146 с учетом графика разработки самолета RRJ

Составлены аналогичные детальные планы по каждому узлу.

Создана управляющая компания из представителей России и Франции, которая проводит систематический контроль за ходом выполнения работ в рамках проекта SM146.

Организованы «плато» – рабочие группы из специалистов обеих сторон, работающие по разным направлениям, как во Франции, так и в России (рис. 2).

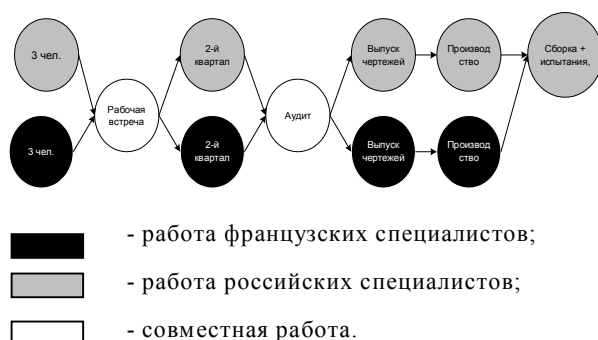


Рис. 2. Пример организации инновационной деятельности совместных рабочих групп компаний ОАО НПО «Сатурн» и Snecma Moteurs в рамках проекта SM146

Отношения ОАО НПО «Сатурн» с компанией Snecma Moteurs по программе SM146 строятся, исходя из принципа равноправного партнерства по всем направлениям программы, включая совместную разработку, совместное изготовление, продажи и послепродажное обслуживание семейства двухконтурных газотурбинных двигателей с целью получения прибыли и развития компаний.

При такой организации проекта создана оптимальная, с точки зрения предприятия, среда для инновационной деятельности в установленные сроки, за пределы которых выходить нельзя, то есть инновационная деятельность регулируется в этих границах. Применение такого подхода позволяет руководству компании объективно оценить возможности в отношении имеющихся трудовых ресурсов и опре-

делить потенциальные объемы проектных работ, а также реальность ведения их в параллельном режиме. После соответствующего анализа в бизнес-плане предприятия устанавливаются календарные сроки по каждой теме, что придает им статус обязательного соблюдения для каждого сотрудника. Для компании, ограниченной в средствах и действующей в рамках жестко установленных сроков выполнения работ, предложенный вариант управления инновационным потенциалом конструкторских служб является приемлемым.

Заключение

Если в конструкторских службах предприятия бессистемно, не задавая конкретных сроков выполнения задач, стимулировать креативность персонала, инициируя новые направления проектирования, то компании может грозить «истощение». Избыточная диверсификация при лимитированных финансовых и трудовых ресурсах не способствует их рациональному использованию, не обеспечивает должной эффективности деятельности и может привести к стагнации предприятия. Поэтому управление инновационной деятельностью конструкторских служб является неотъемлемой частью процветания компании в условиях рыночных отношений.

Литература

1. Инновационный менеджмент: Уч. пособие / Под ред. д-ра экон. наук, проф. Л.Н. Оголевой. – М.: ИНФРА, 2002. – 220 с.
2. Завьялов Ф.Н., Ласточкин Ю.В., Ицкович И.И. Методы стратегического планирования ресурсов машиностроительной корпорации в переходный период. – Ярославль, 2001. – 192 с.

Поступила в редакцию 1.06.2004

Рецензент: д-р техн. наук, ст. науч. сотр. В.В. Червонюк, ОАО НПО «Сатурн», Рыбинск.

УДК 339

Т.А. БОЖЕНЕНКО¹, Е.А. ПАРШАКОВ², О.Н. ПАРШАКОВА²¹Харьковский аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина²Харьковский бизнес-колледж, Украина

ПРИМЕНЕНИЕ СУГГЕРЕНТНОЙ МОДЕЛИ ОБЩЕСТВА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕКЛАМНОГО КРЕАТИВА

Рассмотрена возможность определения величины обращения потребителя, подвергнутого воздействию рекламного креатива без проведения дорогостоящих маркетинговых исследований, используя суггерентную модель общества.

маркетинговые исследования, суггестивность, моделирование обращения потребителя, креатив, мониторинг, иллюзионизм, уровень правдоподобия рекламы

Введение

Средства массовой информации – особое окно в мир. Умышленное введение в заблуждение читателей, телезрителей и радиослушателей средствами массовой информации – глобальное явление. СМИ блефуют с целью получения экономических и политических дивидендов как заказчиками, так и исполнителями.

1. Суггестия в рекламе продукта

Предложенная суггерентная модель общества [1] позволяет исследовать воздействие рекламного креатива на частоту обращения потребителя и определить значение величины обращающегося контингента. Сравнение результатов маркетинговых исследований и проведенного эксперимента по узнаванию основных потребительских характеристик подтверждает возможность использования суггерентной модели. Выявлены основные принципы иллюзионизма в СМИ: пальмировка – владение скрытой информацией; пассивировка – введение в заблуждение и подготовка воспринимающего к приему ложной информации, приемы полублефа; шанжировка – подмена и подтасовка фактов. Искусственное введение в заблуждение применяется чаще всего начинающими и не зарекомендовавшими себя на рынке фирмами. Основными приемами искусственного заблуждения при проведении рекламы является создание образа преуспевающей фирмы, ус-

луги, товара, идеи, которые удовлетворили бы социум. Одним из приемов заблуждения является частичное использование названия бренда уже зарекомендовавшей себя фирмы [2]. Некоторые фирмы вводят в заблуждение рекламой – разведкой [3]. При создании рекламного ролика используются специалисты – психологи рекламы, которые в своей работе придерживаются четырех принципов: подобие; симпатия; контакт и простота; воздействие на подсознание.

По данным Центра социально-психологических исследований [1] были проведены исследования и изучены особенности манипулируемых. На основании полученных данных исследования и анализа разработана суггерентная (suggest – внушать, под суггерентом понимается только внушаемый субъект) модель общества. Используя суггерентную модель общества, данные анализа рекламной кампании продвижения продукта, можно провести расчет по коэффициентной методике уровня правдоподобия рекламного креатива в независимой группе респондентов, численность которой, как и предполагается моделью, может быть любой. Суггестия, или внушение – процесс воздействия на психику человека, связанный со снижением сознательности и критичности при восприятии внушаемого содержания, не требующий ни развернутого логического анализа, ни оценки. Суть внушения состоит в воздействии на чувства человека, а не на его волю и разум. Предполагается, что процесс этот зависит от степени ос-

лабления сознательного контроля, осуществляемого по отношению к воспринимаемой информации. Внушение возможно в форме гетеросуггестии (внушение со стороны) и аутосуггестии (самовнушение). Эффективность внушения определяется четырьмя факторами: свойства суггестора; свойства суггерента – объекта внушения; отношения, складывающиеся между суггестором и суггерентом; способ «конструирования» сообщения.

2. Сравнительный анализ результатов маркетинговых исследований креатива рекламы с работой суггерентной модели общества

Определены и достигнуты цели маркетингового исследования [4]: выяснить оценку потребителем сегментом качественных характеристик продукта; выяснить, существуют ли отрицательные стереотипы в отношении продукта; выяснить оценку потребителем сегментом проведенных рекламных мероприятий; определить границы охвата потребительского сегмента информацией о рекламных мероприятиях – ряда рекламных роликов и элементами продукт-плейсмента.

Расчет уровня правдоподобия в рекламном креативе позволяет выявить силу рекламного воздействия на сегмент и рассчитать влияние «конструирования» рекламного сообщения на восприятие. Маркетинговую эффективность рекламных роликов оценивали по результатам совершения потребителем сегментом пробной покупки после воздействия рекламного обращения на потребителя. Относительная и абсолютная величины терминов данного признака: покупал (а) раньше – 5% – 21 человек; да, захотелось совершить покупку – 70% – 299 человек; нет, покупки не совершил (а) – 25% – 426 человек; всего – 426 человек.

Делать корректную оценку уровня правдоподобия рекламы при анализе ее воздействия на потребителя достаточно сложно: подобные анализы субъективны, поскольку они в основном подкрепляются эмоциональными оценками; численные оценки более всего характеризуют экономическую сторону

вопроса в абсолютной величине и реже – в относительной. Р. Гарифуллиным разработана специальная система расчета коэффициента блефа [1], которую можно применить при анализе СМИ. Анализ правдоподобия рекламного креатива дает возможность судить о блефе рекламы фирмы вообще. Расчет коэффициента блефа строится на расчете десяти его составляющих, которые и будут определяться поэтапно в ходе эксперимента.

Наиболее примитивным приемом, снижающим уровень правдоподобия в рекламном креативе, является фальсификация. Коэффициент фальсификации K_1 оценивает количество заведомо ложной информации по существу рассматриваемого вопроса. При этом лжеинформация характеризует суть вопроса и может быть «большой» или «маленькой» ложью и подается в самых разнообразных формах. K_1 рассчитывается как количество предложений, соответствующее фальсификации N_1 , деленное на общее число предложений закадрового текста в рекламном ролике:

$$K_1 = N_1 / N. \quad (1)$$

Прием искажения сложнее, поскольку фальсификация многократно повторяется и имеет место искажение фактов. Этот прием характеризуется коэффициентом искажения (переформализации) K_2 . Процесс искажения происходит в соответствии с принципом: «Истина есть многократно повторенная ложь».

Полублеф – это смешение существенной истинной информации с существенной ложной информацией. Ложь и правда являются допустимыми противоречиями – необходим полублеф.

Если при полублефе идет смешение лжи с правдой, то при маскировке, ложь вообще не общается, маскируется. Коэффициент маскировки K_4 характеризует количество несущественной информации, с помощью которой скрывается существенная информация. Известны четыре приема маскировки: маскировка существенной лжи несущественной ложью; маскировка существенной истины несущественной ложью; маскировка существенной лжи несущественной исти-

ной; маскировка существенной истины с помощью несущественной истины. В совокупности было выявлено 20 предложений по рекламным роликам изучаемой фирмы, которые так или иначе можно было отнести по своему содержанию к принципу маскировки. Зная общее количество предложений в рекламе, можно вычислить коэффициент маскировки по формуле (1):

$$K_4 = N_4 / N = 20 / 56 = 0,357142.$$

Коэффициент дезориентации K_5 характеризует количество не относящейся к делу истинной или ложной информации с целью отвлечь от существа рассматриваемого вопроса.

Коэффициент умолчания K_6 характеризует количество неполной истинной информации, в результате воспринимающий заблуждается и совершает ошибку.

Коэффициент пустословия K_7 характеризует количество как истинной, так и ложной информации, не относящейся к существу вопроса. Сообщается все, что угодно, но только не по сути дела.

Во многих случаях коэффициент пустословия рассчитывается отдельно по формуле

$$P_7 = N / n, \quad (2)$$

где N – общее количество предложений в ролике;

n – количество смысловых групп;

P_7 – не является составляющей K_6 и рассчитывается отдельно.

Смысловая группа представляет собой группу предложений (части предложений), соответствующих одному смыслу (мысли, идее).

Коэффициент воздействия на чувства K_8 – инстинктивные сферы самосохранения, удовольствия, национальные чувства и социальное самосохранение надежды и запросы общества.

Коэффициент защиты K_9 характеризует невротизм рекламодателя. Если нет невротизма – реклама несостоятельна. Приемы защиты и сопротивления: блеф отрицанием K_9 – защита отрицанием; блеф агрессией K_{9a} – защита агрессией; блеф интеллектуализацией K_{9d} – защита интеллектуализацией;

блеф всемогуществом K_{9c} ; блеф регрессией K_{9e} – защита регрессией:

$$K_9 = K_{9a} + K_{9d} + K_{9c} + K_{9e}. \quad (3)$$

Коэффициент внутреннего противоречия (лже-фактор) K_{10} характеризует то, насколько логична реклама по отношению к собственной фирме. Имеет место, когда реклама одного и того же продукта противоречит самой себе:

$$K_{10} = N_{10} / N, \quad (4)$$

где N – число предложений, соответствующее разным аспектам одного и того же направления продвижения в роликах рекламной кампании фирмы.

Общий коэффициент правдоподобия рекламного креатива K_B представляет собой сумму десяти коэффициентов блефа [1]:

$$K_B = K_1 + K_2 + K_3 + \dots + K_{10} \quad (5)$$

или

$$K_B = (N_1 + N_2 + N_3 + \dots + N_{10}) / N. \quad (6)$$

Существует два варианта расчета K_B : расчет проводится на основе полной рабочей программы рекламной кампании, записанной на аудио- или видеоленту, стенограммы, печатной продукции на бумажных носителях без сокращений и корректур; расчет на основе записей, представленных СМИ. Обычно учитывается усредненная оценка K_B . Поэтому расчет проводится на основе рекламной продукции, представленной СМИ за определенный период.

Усредненное значение коэффициента блефа, приведенное в табл. 1 по каждому виду рекламного креатива, может быть использовано при определении количества пробных покупок продукта с использованием суггерентной модели общества, дающей возможность расчета аналогичных характеристик без проведения дорогостоящих маркетинговых исследований. Возможность применения данного метода требует серьезных проверок и корреляции полученных результатов с результатами уже имеющихся маркетинговых исследований. Близость целевого сегмента потребителей к модели, предлагаемой Р. Гарифуллиным, позволяет осуществить проверку гипотезы с помощью модераторов, проводящих эксперимент по узнаванию наиболее запоминаемых характеристик продукта.

Таблица 1

Коэффициенты уровня правдоподобия рекламного креатива

Фрагмент ролика	Срок	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄	K ₅	K ₆	K ₇	K ₈	K ₉	K ₁₀	K _Б , %
1	9	0	0	0,1	0,357	0,01	0,12	0,05	0,62	0,01	0,06	13
2	9	0	0	0,05	0,357	0,04	0,09	0,07	0,71	0,03	0	14
3	8	0,2	0,1	0,17	0,357	0,05	0,09	0,08	0,88	0,01	0,13	22
4	9	0,28	0,13	0,19	0,357	0,07	0,18	0,09	0,92	0,1	0,18	27
5	7	0,33	0,29	0,38	0,357	0,09	0,21	0,04	0,36	0,16	0,14	24
6	8	0,45	0,46	0,53	0,357	0,06	0,24	0,05	0,42	0,1	0,11	28
7	6	0,43	0,47	0,51	0,357	0,08	0,15	0,06	0,37	0	0,01	30
П-П	9	0,52	0,69	0,44	0,357	0,11	0,24	0,09	0,13	0	0	32
Усредненное значение K _Б		0,2763	0,2675	0,2963	0,357	0,0638	0,155	0,0663	0,5513	0,0513	0,0788	23,75

3. Использование суггерентной модели общества в оценке эффективности рекламного креатива

Эксперимент позволяет косвенно сравнить осведомленность покупателей о самых типичных характеристиках продукта и знание этих характеристик. Если потребитель в своем подавляющем большинстве знает характеристики, то он поступает осознанно, приобретая продукт, в противном случае воздействие блефа рекламного креатива и оценка работы суггерентной модели общества – очевидны. Основная задача эксперимента – выявить влияние иллюзионизма рекламы на толчок потребителя к приобретению продукта с учетом суггерентной модели общества.

Результаты проведенного эксперимента показали, что только 42% участников смогли узнать из числа участвующих в осмотре различных видов продукта (2) именно исследуемый продукт, 30% его не смогли определить. Это позволяет сделать вывод о том, что побудительным мотивом при совершении покупки является не детальное знание потребительских свойств продукта, а другие причины. К числу важных причин можно с достаточным основанием

отнести воздействие рекламной кампании, проводимой в агрессивном режиме компанией и большое доверие покупателей к информации, приходящей в семью с экрана телевизора. Такое положение позволяет сделать вывод, что предварительная оценка эффективности рекламного креатива продукта возможна с использованием суггерентной модели и без проведения дорогостоящих маркетинговых исследований. Определим зависимость, существующую между просмотренными респондентами рекламными роликами, вычисленным коэффициентом уровня правдоподобия рекламы и процентным соотношением категорий восприимчивых личностей согласно суггерентной модели общества.

При анализе результата количества респондентов, совершивших пробную покупку, составляющем 24,8338% и величине коэффициента правдоподобия рекламы, равного 23,75%, получаем разницу в 1,08%, что является допустимой погрешностью. Если же еще ввести в анализ вербальные, невербальные и психологические признаки намеренной лжи, то результат будет более точным, поскольку это внесет поправку в расчетный коэффициент уровня правдоподобия рекламы.

Таблица 2

Результаты сопоставления модели общества и рекламного воздействия

№	% респондентов	Количество, чел.	Суггерентная модель сегмента общества			КПР, %	Количество опрошенных, чел.
			4% игроки	37% внушаемые	59% доверчивые		
1	46	170	15	137	218	13	370
2	42	155	15	137	218	14	369
3	30	117	16	144	230	22	390
4	32	125	16	145	230	27	391
5	20	76	15	141	224	24	380
6	14	54	15	143	228	28	386
7	9	33	15	136	216	30	367
8	1	3	12	111	177	32	300
Итого:		733	118	118	1092	23,75	
Результаты проведенной проверки:							
Процент респондентов, совершивших пробную покупку после воздействия рекламного ролика							24,8338
Усредненный коэффициент правдоподобия рекламы							23,75

Выполненная корреляция результатов воздействия рекламного креатива в количестве семи видеороликов и некоторых элементов продуктплейсмента, а также полученных данных маркетинговых исследований, подтверждают приемлемость суггерентной модели общества для расчетов эффективности рекламы. Это позволяет сделать вывод: в случае близости характеристик потребительского сегмента рынка к управляющим коэффициентам суггерентной модели имеет смысл проводить предварительные расчеты эффективности рекламного воздействия с использованием модели. Профиль потребителя целевого рынка должен быть четко определен для разработки специального креативного воздействия, которое вырабатывается именно с учетом специфических черт психотипа личностей. С ростом коэффициента блефа в рекламном креативе

повышается способность рекламного воздействия подтолкнуть потребителя к пробной покупке товара.

Литература

1. Гарифуллин Р. Иллюзионизм личности. Психология обмана, манипуляций, кодирования. – Казань, 1997. – 404 с.
2. Ромат Е.В. Реклама. – К.: ИСИО Украины. – НВФ "Студцентр", 1996. – 212 с.
3. Матанцев А.Н. Эффективность рекламы. – М.: Финпресс. – 2002. – 414 с.
4. Березин И. Практика исследования рынков. – М.: Бератор. – Пресс, 2003. – 374 с.

Поступила в редакцию 12.04.2004

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

УДК 623.46.001:621.532

В.В. КУЛАЛАЕВ, А.В. КУЛАЛАЕВ*Национальный аэрокосмический университет им Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

ПРИМЕНЕНИЕ ФУНКЦИИ ЛАМБЕРТА W В РЕШЕНИИ ЗАДАЧ ПРОТИВОДЕЙСТВИЯ ОПТИЧЕСКИМ СИСТЕМАМ САМОНАВЕДЕНИЯ

Представлено описание функции Ламберта (Lambert W) $W(z)$ в решении некоторых задач противодействия оптическим системам самонаведения (ОСС) на примере оптических головок самонаведения (ОГС) переносных зенитных ракетных комплексов (ПЗРК) для защиты летательных аппаратов гражданского назначения от самонаводящегося оружия. Определены качественные показатели снижения эффективности оптических систем самонаведения за счет облучения их специально организованными оптическими помехами, генерируемыми устройством противодействия (УП). Представлена модель срыва процесса автоматического самонаведения.

оптика, самонаведение, функция Ламберта, помеха, срыв

Попытка сбить израильский авиалайнер в Кении, ПЗРК «Стингер» в 2002 году, ясно продемонстрировала какую опасность представляют ракеты такого класса, когда они в руках международных террористов [1, 2]. Поэтому разработка средств инфракрасного противодействия признана одной из приоритетных и актуальных научных проблем XXI века [3]. Отметим, что только на выдачу рекомендаций Конгрессу и разработку программ противодействия ПЗРК с ОГС, бюджет США выделил более 122 млн. долларов на 2003–2005 гг. [5]. Работы данного научного направления ведутся с середины 60-х годов XX века, но до сих пор проблема далека от разрешения [3, 4]. В СССР программы данного научного направления велись по решениям Правительства. Авторы в Украине с 1991 года проводят исследования проблемы по собственной инициативе, при поддержке негосударственных структур. По мнению зарубежных специалистов «эта технология не относится к числу сверхсекретных» [4], однако данные работы проводятся в условиях коммерческой конкуренции. Обзор по проблеме можно найти в работах [2, 6].

Цель данной работы является теоретическое исследование количественных параметров про-

странственного взаимодействия помеховых, специально организованных, оптических сигналов УП и оптико-электронной системы ОГС зенитных управляемых ракет (ЗУР), с применением функции Ламберта W . Расчет количественных показателей снижения эффективности оптических систем самонаведения. Оптическая система автоматического самонаведения является системой замкнутого контура автоматического регулирования (контур замыкается по пространственному кинематическому звену обратной связи) [8, 9].

Схема замкнутой системы автоматического самонаведения ЗУР с ОГС представлена на рис. 1.

Определение времени воздействия оптической пространственно-модулированной помехи УП $\Delta\tau_{\Pi}$ — является важной задачей теоретических исследований процесса срыва самонаведения ОГС ЗУР, так как ее решение позволяет оценить вид закона модуляции оптической помехи $F_{\Pi}(*, \tau)$, выявить ее частотные $f_{\Pi}(\tau)$ и импульсные характеристики $\Delta\tau_{\text{им}}$.

При воздействии помехового оптического сигнала УП процесс самонаведения может быть описан уравнением, полученным из соотношения

$$\frac{d\varphi^{\Pi}}{d\tau} = \omega_{\text{пр}}^{\Pi}(\tau) - \omega_{\text{л}}(\tau), \quad (1)$$

где $\varphi^{\Pi} = \varphi \cdot K_{\text{срв}}$; $\omega_{\text{пр}}^{\Pi}$ – угловая скорость прецессии полярной оси гироскопа ОГС; индекс "П" – помеховые параметры.

С учетом введения критерия срыва процесса самонаведения $K_{\text{срв}}$, который определяет мощностные и временные критические параметры организованных помех УП, при срыве процесса самонаведения, соотношение (1) принимает вид

$$K_{\text{срв}} \frac{d\varphi}{d\tau} = \omega_{\text{пр}}^{\Pi}(\tau) - \omega_{\text{л}}(\tau), \quad (2)$$

где $\omega_{\text{л}}(\tau) = \omega_{\text{ц}}(\tau)$ – угловая скорость цели в координаторной системе координат (КСК), относительно стабилизированной линии плоскости предметов;

φ, φ^{Π} – углы рассогласования цели в плоскости предметов, определяемые оптической головкой самонаведения без помехи и с помехой "П" соответственно.

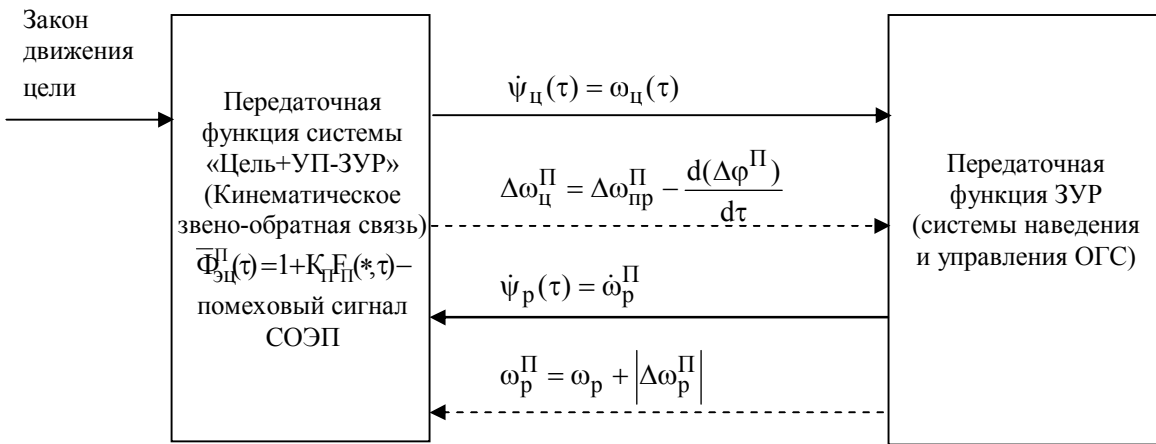


Рис. 1. Схема замкнутой системы автоматического самонаведения ЗУР: φ – угол рассогласования цели; $\Delta\varphi^{\Pi}$ – помеховая составляющая угла рассогласования цели; индекс "П" – помеховые составляющие; $\dot{\psi}_{\text{ц}} = \omega_{\text{ц}}$ – относительная угловая скорость цели, пространственно совмещенной с УП; $\dot{\psi}_{\text{р}} = \omega_{\text{р}}$ – угловая скорость поворота вектора скорости ЗУР, под воздействием управляющих сигналов оптико-электронного блока ОГС; $\overline{\Phi}_{\text{эц}}^{\Pi}(\tau)$ – организованный помеховый оптический сигнал УП; $K_{\Pi} = \Phi_{\text{эП}} / \Phi_{\text{эО}} > 1,0$ – коэффициент интенсивности излучения помехи УП; $\Phi_{\text{эП}}, \Phi_{\text{эО}}$ – потоки излучения помехи и цели (объекта самонаведения) соответственно; $F(*, \tau)$ – закон пространственной организации помехового излучения УП; $*$ = x, y, z – координаты; τ – время

Выделяя помеховую составляющую угла рассогласования цели, в случае «точного» самонаведения ОГС, получаем

$$\begin{aligned} \frac{d(\varphi + \Delta\varphi^{\Pi})}{d\tau} &= \\ &= \omega_{\text{пр}}(\tau) + \Delta\omega_{\text{пр}}^{\Pi}(\tau) - (\omega_{\text{ц}}(\tau) + \Delta\omega_{\text{ц}}^{\Pi}(\tau)) \end{aligned} \quad (3)$$

и далее, учитывая, что в инерционной системе координат (ИСК) $\Delta\omega_{\text{ц}}^{\Pi} = 0$, имеем

$$\frac{d(\Delta\varphi^{\Pi})}{d\tau} = \Delta\omega_{\text{пр}}^{\Pi}(\tau),$$

где погрешность прецессии полярной оси гироскопа

$\Delta\omega_{\text{пр}}^{\Pi}(\tau)$ определена формулой [9]:

$$\Delta\omega_{\text{пр}}^{\Pi}(\tau) = \frac{\Delta\varphi^{\Pi}(\tau)}{\tau_{\Gamma}}, \quad (4)$$

где τ_{Γ} – постоянная времени ЭБ ОГС. Таким образом, можно получить дифференциальное уравнение

с разделяющимися переменными

$$\frac{d(\Delta\varphi^{\Pi})}{d\tau} = \frac{\Delta\varphi^{\Pi}}{\tau_{\Gamma}}. \quad (5)$$

После интегрирования уравнения (5) в пределах изменения $\Delta\varphi^{\Pi} \in [\xi_0; \Delta\varphi^{\Pi}]$ и $\tau \in [\tau_{\Pi}; \tau^{\text{срв}}]$, учитывая, что $\Delta\tau_{\Pi} = \tau^{\text{срв}} - \tau_{\Pi}$, получаем

$$\ln \left| \frac{\Delta\varphi^{\Pi}}{\xi_0} \right| = \frac{\Delta\tau_{\Pi}}{\tau_{\Gamma}}, \quad (6)$$

где ξ_0 – паспортная точность определения угла рассогласования ОГС ЗУР определенного типа.

Величину помеховой составляющей угла рассогласования цели находим из определения, введенного нами критерия срыва $K_{\text{срв}}$ по формуле

$$\begin{aligned} K_{\text{срв}} &= \frac{\varphi_{\Pi}^{\Pi}}{\varphi_{\Pi}} = \frac{\varphi_{\Pi} + \Delta\varphi^{\Pi}}{\varphi_{\Pi}} = \\ &= 1 + \frac{\Delta\varphi^{\Pi}}{\varphi_{\Pi}} = 1 + \frac{\tau_{\Gamma}}{\Delta\tau_{\Pi}} K_{\Pi}, \end{aligned}$$

откуда

$$\Delta\varphi^{\Pi} = \varphi_{\Pi} (K_{\text{срв}} - 1) = \varphi_{\Pi} \frac{\tau_{\Gamma}}{\Delta\tau_{\Pi}} K_{\Pi}, \quad (7)$$

при $F_{\Pi}(*, \tau) = 1, 0$.

После решения дифференциального уравнения (1) автоматического самонаведения [9], с учетом формулы (7), имеем

$$\Delta\varphi^{\Pi} = \frac{\tau_{\Gamma}}{\Delta\tau_{\Pi}} K_{\Pi} \left[\tau_{\Gamma} \omega_0 \left(1 - \exp \left\{ -\frac{\tau}{K_{\text{срв}} \tau_{\Gamma}} \right\} \right) \right], \quad (8)$$

где ω_0 – паспортное значение угловой скорости цели при «захвате» ОГС.

Подставляя значение $\Delta\varphi^{\Pi}$, найденное из соотношений (6) – (8), получаем

$$\frac{\Delta\tau_{\Pi}}{\tau_{\Gamma}} = \ln \left\{ \frac{1}{\frac{\Delta\tau_{\Pi}}{\tau_{\Gamma}}} K_{\Pi} \frac{\tau_{\Gamma} \omega_0}{\xi_0} \left(1 - \exp \left\{ -\frac{\tau}{\tau_{\Gamma}} \right\} \right) \right\}. \quad (9)$$

После преобразования выражение (9) принимает вид

$$\overline{\Delta\tau_{\Pi}} = \ln \left[\frac{1}{\frac{\Delta\tau_{\Pi}}{\tau_{\Gamma}}} K_{\Pi} \beta(\tau) \right], \quad (10)$$

где $\overline{\Delta\tau_{\Pi}} = \Delta\tau_{\Pi} / \tau$ – приведенная дискретность сигналов УП;

$$\beta(\tau) = \frac{\omega_0 \tau_{\Gamma}}{\xi_0} \left(1 - \exp \left\{ -\frac{\tau}{\tau_{\Gamma}} \right\} \right).$$

Соотношение (10) легко преобразуется к виду

$$\overline{\Delta\tau_{\Pi}} e^{\overline{\Delta\tau_{\Pi}}} = K_{\Pi} \cdot \beta(\tau). \quad (11)$$

Выражение (11) определяет функцию, которая с начала 80-х годов XX века получила свое наименование – функция Ламберта W. Эта функция отвечает всем критериям, определяющим свойства функции известного класса [7]. Данная функция (11) была названа в честь И.Г. Ламберта, который еще в XVIII веке предсказал ее определение, хотя и не дал ее формулировку [10]. Функция Lambert W (Ламберта) удовлетворяет следующему уравнению

$$We^W = Z,$$

где Z – в общем виде комплексное число, которое определяет многозначность W.

Обычно эту функцию применяют, когда решение будет выражено действительным числом. Таким образом, когда Z – действительное число, уравнение (11) может иметь два действительных решения:

$$W_0(z); W_{-1}(z),$$

или может иметь только одно действительное решение, второе будет комплексным [7].

В настоящее время функция Lambert W известна стандартным процедурам программ Mathematika (функция Ламберта обозначена как Product Log и Maple). Использование функции Lambert W в решениях задачи настоящего исследования позволяет легко получить численные значения и графики параметров, определяющих эффективность помеховых сигналов устройств противодействия ОГС зенитных управляемых ракет.

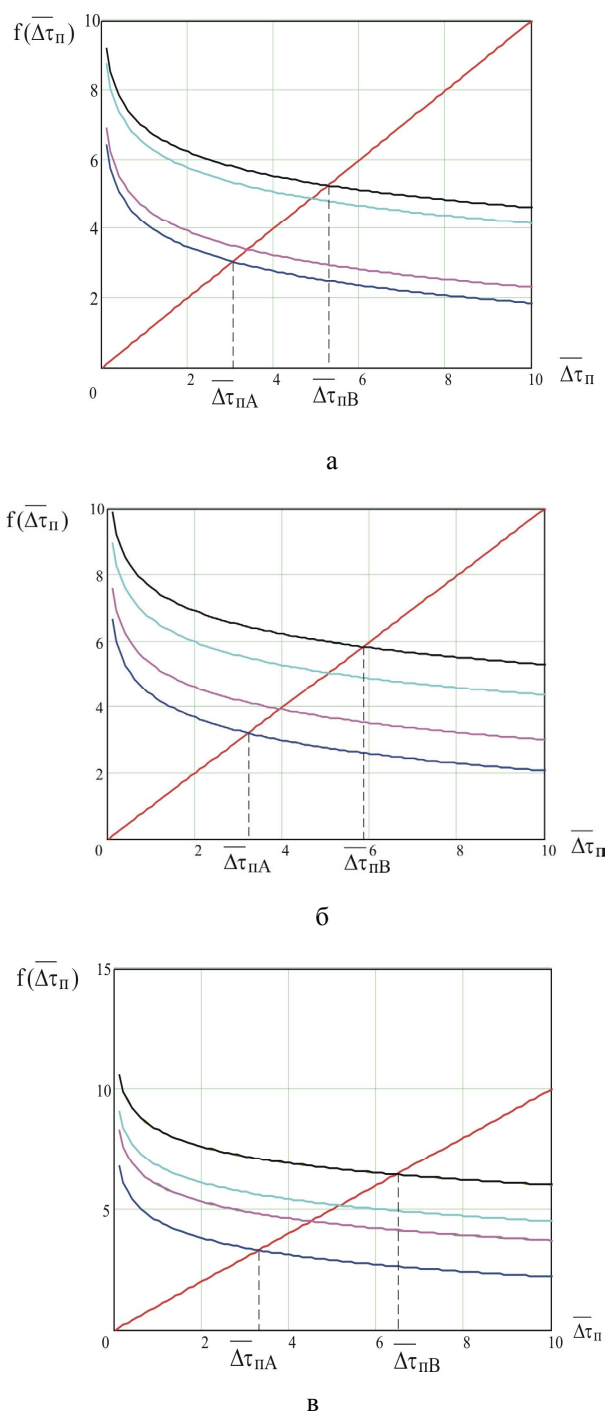


Рис. 2. Изменения приведенного времени воздействия оптического помехового специально организованного излучения УП от параметров, определяющих эффективность противодействия ОГС: а – $\tau_{\Gamma} = 0,1$ с; б – $\tau_{\Gamma} = 0,2$ с; в – $\tau_{\Gamma} = 0,4$ с (нижние линии, на графиках относятся к расчетам при $\tau = 0$; $K_{\Pi} = 0$, а верхние – $\tau = \infty$; $K_{\Pi} = 10$)

Так как в нашем случае в правой части зависимости (11) находится функция, определяющая непрерывный процесс автоматического самонаведения ОГС ЗУР, который управляется бортовой элек-

тронной вычислительной машиной (БЭВМ), работающей в дискретном режиме с тактовой частотой (ЭБ ОГС) (50 – 500) Гц, то дискретность определяется масштабом времени $(2 \cdot 10^{-2} - 2 \cdot 10^{-3})$ с [11].

В этом случае функцию W можно применить в масштабе дискретного времени работы БЭВМ ОГС ЗУР. Решение уравнения (11) легко реализуется графическим способом, представленным в виде графиков на рис. 2, со стандартным программным обеспечением.

Расчеты проведены в широком диапазоне изменения параметров, определяющих тактическую эффективность УП.

$K_{\Pi} \in [0; 10]$; $\tau_{\Gamma} \in [0, 1; 0, 5]$; $\tau \in [0; \infty]$ – реальный масштаб времени при заданных характеристиках ОГС ЗУР, таких как: ω_0 – паспортная угловая скорость захвата цели координатором ОГС, ξ_0 – паспортная точность определения угла рассогласования цели оптической системой самонаведения, взятых с открытых источников [9].

Анализ исследований функции Ламберта W , рассчитанной для условий поставленной задачи, в виде графиков на рис. 2, приводит к следующим **выводам**:

– несколько неожиданным результатом оказался полученный интервал изменения величины $\overline{\Delta\tau_{\Pi}} \in [A; B]$ для широкого спектра исходных данных УП, указанных выше:

$$\overline{\Delta\tau_{\Pi(A)}} \cong 3,0; \overline{\Delta\tau_{\Pi(B)}} \cong 6,3;$$

– полученные значения $\overline{\Delta\tau_{\Pi A-B}}$ позволяют оценить изменения критерия срыва $K_{срв}$ в зависимости от величины коэффициента K_{Π} при известных характеристиках ОГС зенитной управляемой ракеты – τ_{Γ} – постоянной времени ЭБ системы управления ЗУР.

Изменения $K_{срв}$ в зависимости от $K_{П}$ показаны на графиках рис. 3.

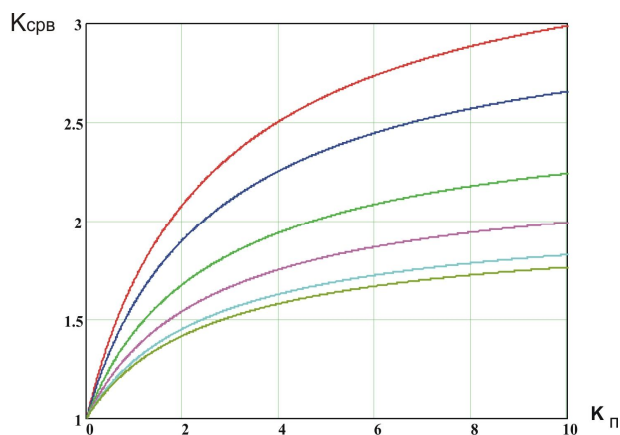


Рис. 3. Зависимость $K_{срв}$ от коэффициента интенсивности излучения помехового сигнала УП $K_{П}$, здесь линии сверху вниз соответствуют расчетам $\overline{\Delta\tau_{П}} = 3; 3,5; 4; 5; 6; 6,3$

На графиках рис. 3 видно, что с ростом энергии излучения УП (рост $K_{П}$) $\frac{dK_{срв}}{dK_{П}} \rightarrow 0$ и нет необходимости с определенного значения $K_{П}$ увеличивать интенсивность помехового сигнала УП.

Этот вывод оказывает сильное влияние на решение вопроса о добавочной бортовой энергии объекта защиты для питания индивидуального устройства противодействия;

– по полученным данным можно рассчитать значение времени воздействия помехи устройства противодействия на оптическую головку самонаведения зенитной управляемой ракеты в зависимости от исходных параметров систем;

– результаты работы могут быть использованы при разработке устройств противодействия для защиты объектов различного базирования от зенитных управляемых ракет с оптическими головками самонаведения.

Литература

1. Семенов А. Защита гражданских самолетов от зенитных ракет // Заруб. воен. обозрение. – 2002. – № 12. – С. 35 – 39.
2. Кулалаев В.В., Кулалаев А.В., Науменко П.О. Состояние и перспективы разработок системы защиты самолетов гражданской авиации от террористических пусков ракет с тепловыми головками самонаведения // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – Х.: НАКУ „ХАІ”. – 2003. – Вип. 40/5. – С. 13 – 18.
3. Ховард Б. 20 технологий будущего // PC Magazine/RE. – 2003. – № 11. – С. 3 – 7.
4. Ноулз Д. Средства инфракрасного противодействия // PC Magazine/RE. – 2003. – № 11.
5. [Http://usinfo. State/gov/com](http://usinfo.state.gov/com).
6. Ольгин С. Проблемы оптоэлектронного противодействия (по взглядам зарубежных военных специалистов) // Заруб. воен. обозрение. – 2002. – № 9. – С. 35 – 40.
7. Сергеев С.А., Спиридонов Ф.Ф. Применение функции Ламберта W в решении задачи теплопроводности. – Бийск: БТИ, 2003. – 5 с.
8. Заикин В.В. Самонаведение: Учебное пособие. – М.: САЙНС-ПРЕСС, 2002. – 80 с.
9. Лазарев Л.П. Инфракрасные и световые приборы самонаведения и наведения летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1976. – 568 с.
10. Valluri S.R., Jeffrey D.I., Corless R.M. Some applications of the Lambert W function to physics // Canadian J. Physics. – 2000. – Vol. 78. – P. 823 – 831.
11. Проектирование зенитных управляемых ракет / Под ред И.С. Голубева и В.Г. Светлова. – М: МАИ, 1999. – 727 с.

Поступила в редакцию 07.04.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.И. Карпенко, Харьковский военный университет, Харьков.

УДК 681.322:621.5.041:533.697

М.Л. УГРЮМОВ¹, А.В. МЕНЯЙЛОВ², А.М. ЦЕГЕЛЬНИК¹, С.А. ПРОКОФЬЕВ¹¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина²ОАО «Мотор Сич», Украина

ПРИМЕНЕНИЕ ПРИНЦИПОВ ОБЪЕКТНО-ОРИЕНТРОВАННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ К РАЗРАБОТКЕ CAD-СИСТЕМЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ВЕНЦОВ ТУРБОМАШИН

Описан общий алгоритм оптимизации венца турбомашин. Алгоритм состоит из шести шагов и характеризуется относительно низкими требованиями к ресурсам компьютера. Описана используемая объектная модель реализации. Представлены результаты тестовых расчетов.

венiec турбомашин, система проектирования, оптимизация, объектно-ориентированное программирование

Одной из важнейших задач современного компрессоростроения является проектирование лопаточных венцов для создания конкурентоспособных авиационных двигателей и промышленных компрессорных установок, обладающих высоким коэффициентом полезного действия (КПД). Применяющиеся в настоящее время методики проектирования венцов турбомашин, ориентированные на использование стандартных типов профилей, не позволяют получить форму лопатки, обеспечивающую минимум потерь в лопаточном венце, и, соответственно, высокий КПД всего компрессора в целом. С другой стороны, разработка принципиально новых типов профилей для венцов турбомашин – трудоемкая и дорогостоящая задача. Поэтому, разумным подходом является разработка методики и создание автоматизированной CAD-системы для совершенствования существующих лопаточных венцов турбомашин.

Основной целью данного исследования является разработка автоматизированной системы компьютерного проектирования аэродинамически совершенных высоконагруженных венцов путем их трехмерного рационального профилирования на основе системной структуризации, моделирования трехмерного вязкого течения газа в межлопаточных каналах и комплексного использования способов

управления отрывом потока в них – для использования в практике проектирования и доводки турбомашин.

В настоящее время существует ряд подходов к созданию подобных методик.

В работе [1] описаны программные комплексы: FlowER, в котором реализован метод решения уравнений Навье-Стокса, и Optimus, использующий метод Нелдера-Мида (деформируемого многогранника) для оптимизации формы профилей. Использование упомянутых программных комплексов позволяет получить достаточно точное решение на каждом шаге оптимизации. Но даже при малом количестве управляющих переменных для решения задачи оптимизации профиля требуются значительные вычислительные ресурсы, что обусловлено алгоритмом решения.

В работе [2] вычисление целевой функции также основано на результатах решения уравнений Навье-Стокса. В качестве методов оптимизации используются: градиентные, генетические, случайного поиска. В работе [3] для оптимизации пространственной формы лопатки применен алгоритм решения обратной задачи с использованием модели распределенных источников-стоков.

Основным отличием разработанного авторами комплекса является малое время и высокая точность

расчетов. Для получения оптимальной формы лопатки необходимо выполнить не более четырех прямых расчетов параметров потока. Эти преимущества достигнуты благодаря предлагаемой оригинальной постановке задачи и эффективным алгоритмам расчета, описанным в [4, 5].

Рассмотрим обобщенный алгоритм оптимизации формы профиля венца турбомшины.

Полный цикл расчета и оптимизации формы лопатки состоит из следующих этапов.

1. Построение радиальной модели исходной лопатки. На этом этапе по набору плоских сечений строится радиальная модель лопатки [4], задающая ее координатами средних линий и радиусами вписанных окружностей по сечениям вдоль размаха лопатки. На рис. 1 представлена радиальная модель лопатки.

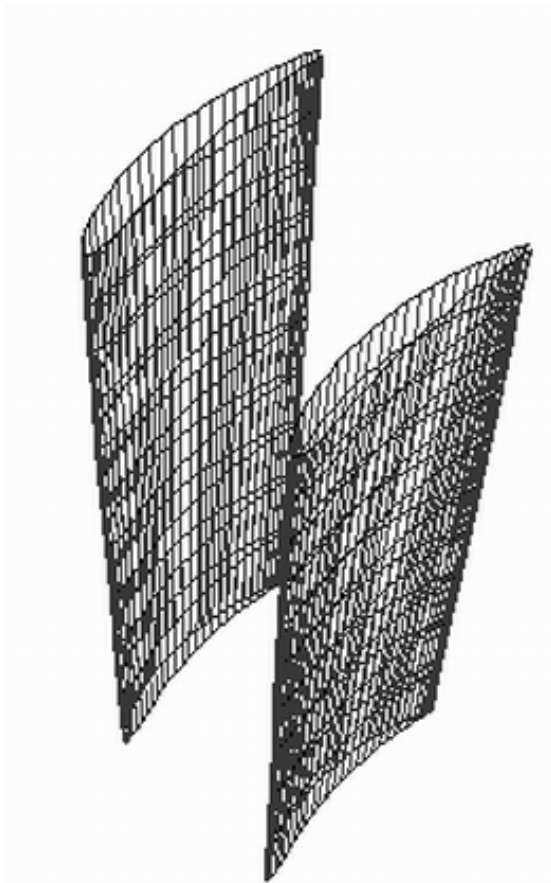


Рис. 1. Радиальная модель лопатки

2. Построение трехмерной сетки для исходного венца. Из радиальной модели с учетом ряда ограни-

чений и условия периодичности строится трехмерная разностная сетка. На рис. 2 представлена трехмерная расчетная сетка.

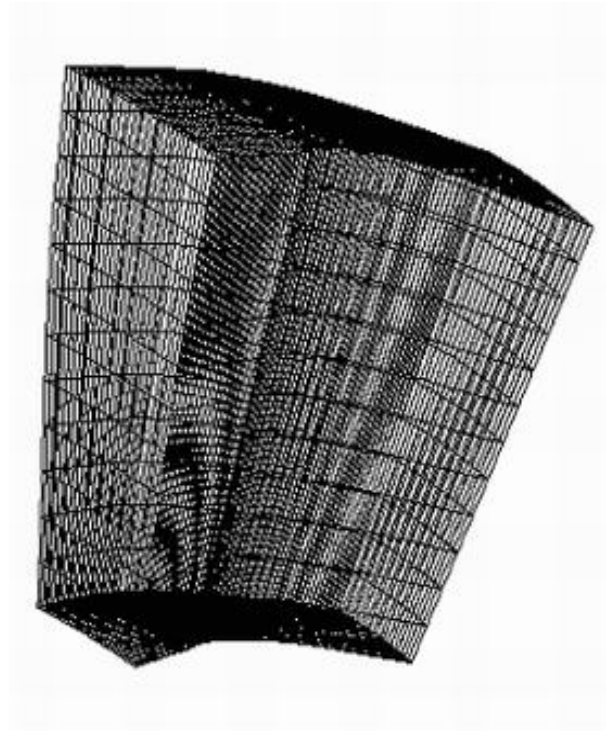


Рис. 2. Трехмерная расчетная сетка

3. Трехмерный расчет параметров потока. Рассчитываются параметры потока (распределения скоростей, давления, плотности в межлопаточном канале). Расчет производится по модифицированному методу Годунова с использованием пограничного слоя [5], благодаря чему сокращается время расчета по сравнению с программами, основанными на решении уравнений Навье-Стокса.

4. Построение идеального распределения скорости. На основе результатов прямого расчета параметров потока строятся параметризованные распределения скорости (рис. 3) в сечениях на поверхностях тока вдоль размаха лопатки, которые затем оптимизируются с целью снижения потерь. Ограничением является условие конструктивной реализуемости профилей, имеющих такие распределения. В результате параметризации количество управляющих переменных для каждого сечения по высоте лопатки сведено к трем: $S_{ss\ 2}$, $S_{ps\ 2}$, $V_{ss\ max}$.

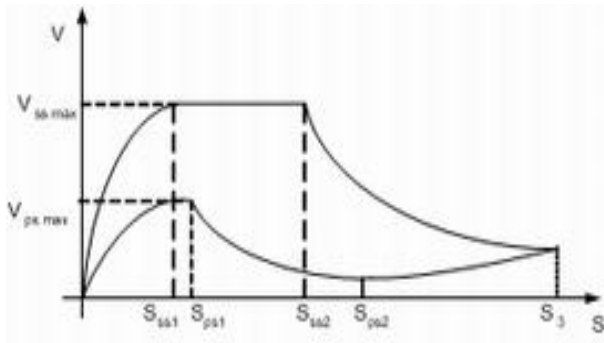


Рис. 3. Параметризованное представление оптимального распределения скорости

5. Коррекция профилей. На этом этапе вычисляются поправки к координатам узлов исходных профилей, задаваемые дважды гладкими кубическими сплайнами, с тем, чтобы распределения скорости модифицированных, согласно этим поправкам, профилей V_2 были как можно ближе к оптимальным распределениям скорости V_1 , то есть имел место минимум потерь. Расчет $V_2(s)$ осуществляется по формулам:

$$V_2 = \sqrt{2 \cdot k \cdot \frac{\rho_0 - \rho_2}{k-1} + V_0^2}; \quad (1)$$

$$\rho_2 = \left(\frac{\rho_2}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{K}} \cdot \rho_0; \quad (2)$$

$$\rho_2 = \rho_0 + \rho_0 \cdot V_0^2 \cdot \left[\begin{aligned} & -b_0 \cdot C_0 \cdot \sigma + \\ & + b_1 \cdot \frac{\frac{d^2 \sigma}{ds^2}}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{1 - M_0^2} \cdot |C_0|} + \\ & + b_2 \cdot \frac{\psi}{\rho_0 \cdot V_0} \end{aligned} \right]; \quad (3)$$

$$\psi = \frac{d(\rho_0 \cdot V_0 \cdot \sigma)}{ds}, \quad (4)$$

где b_0, b_1, b_2 – эмпирические коэффициенты; $\sigma(s)$ – величина коррекции профиля; $\rho_0(s)$ – плотность; $V_0(s)$ – полная скорость; $M_0(s)$ – число Маха; $C_0(s)$ – кривизна исходного профиля.

6. Поверочный трехмерный расчет параметров потока. Осуществляется расчет параметров потока в модифицированном межлопаточном канале, соглас-

но п. 3. В результате находятся уточненные распределения скорости и коэффициенты b_i .

Шаги 5, 6 повторяются до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность вычисления коэффициентов b_i , для чего обычно достаточно трех итераций. На рис. 4 представлены распределения скорости для исходного и рационального профиля, а также оптимальное распределение скорости вдоль линии тока в среднем по высоте лопатки сечения.

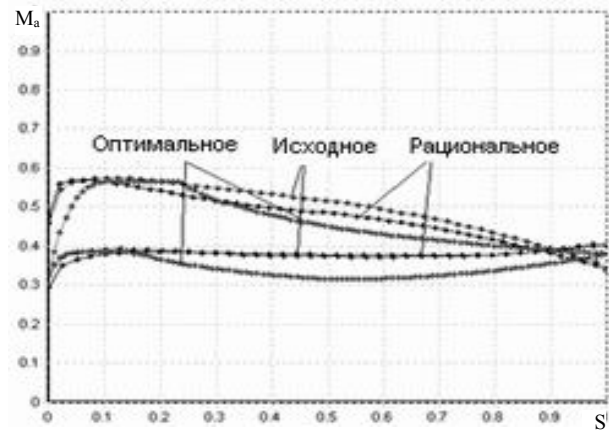


Рис. 4. Распределения скорости

Рассмотрим объектную модель, разработанную при создании комплекса.

Основными требованиями, предъявляемыми к программным комплексам такого типа, являются следующие:

- возможность нахождения оптимального решения за минимальное время счета;
- возможность интеграции с используемыми программными комплексами;
- возможность работы на машинах с различными операционными системами (кроссплатформенность);
- простота в использовании;
- поддержка распределенных вычислений.

Для реализации этих возможностей был выбран объектно-ориентированный подход и язык программирования C++. В качестве основной альтернативы рассматривался язык программирования Java, однако этот вариант был отвергнут из-за меньшего быстродействия.

Каждый этап является сложным блоком, использующим различные численные методы. Кроме разработки блоков решения базисных задач необходимо также создание многофункционального интерфейса пользователя (ввод исходных данных, просмотр результатов, коррекция параметров и т.д.), а также управление процессом вычислений (контроль вводимых чисел, возможность “отката” на один шаг назад, синхронизация многопоточных приложений, открытие/сохранение данных и т.д.). Отметим также, что на всех этапах расчета используются стандартные математические средства (методы интерполяции, решения алгебраических, трансцендентных и обыкновенных дифференциальных уравнений, вычисления интегралов, оптимизации с различными целевыми функциями и т.д.); параметры, задающие формы профилей лопатки, и параметры венца – являются сложной структурой данных. Исходя из вышеизложенного, были сформированы следующие пакеты (модули) программы:

- управления;
- математических средств;
- расчет параметров профилей в сечениях по высоте лопатки;
- построения радиальной модели;
- построения трехмерной сетки;
- трехмерного расчета параметров потока;
- построения идеального распределения скорости;
- коррекции профилей;
- пользовательского интерфейса.

Все пакеты, кроме пакета пользовательского интерфейса, не зависят от среды разработки, операционной системы. Каждый пакет предоставляет интерфейс, необходимый для его использования. Детали реализации скрываются. Благодаря этому возможно решение задачи в целом, подробности реализации не оказывают влияния на все части программы. Лучшим способом представления интерфейса считается набор классов, связанных между собой отношениями использования и наследования. Ниже

описываются назначение и основные особенности каждого из пакетов.

В пакете математических методов представлены классы и функции, реализующие наиболее часто используемые численные методы: нахождения корней алгебраических и трансцендентных уравнений и систем, интерполяции, оптимизации функций, решения дифференциальных и интегральных уравнений, вычисления интегралов, производных функций и др. Здесь же описаны классы, представляющие многомерные массивы данных и операции для работы с ними. Так как этот пакет наиболее часто используется и скорость выполнения описанных в нем операций имеет наибольшее влияние на время расчета, в нем активно используются параметризованные классы и встраиваемые функции.

В интерфейсной части расчетных пакетов, как правило, содержится один класс, который организует обмен данными с основной программой. Это повышает раздельность кода и дает возможность разрабатывать эти пакеты независимо разным разработчикам. Пользовательский интерфейс зависит от среды разработки и использует стандартные средства ввода и отображения информации. Кроме этого, формируется единый, независимый от среды разработки, интерфейс для взаимодействия с управляющим пакетом. Он обеспечивает следующие задачи общения с пользователем: открытие, сохранение файлов проекта; запуск на счет очередного этапа; возможность “отката”; просмотр информации как в текстовом виде, так и в виде графиков, трехмерных моделей, диаграмм. Существует возможность конфигурирования процесса расчета. Все независимые расчеты одновременно запускаются в отдельных потоках. Каждый поток может выполняться на удаленном компьютере (при использовании нескольких компьютеров, объединенных в локальную сеть) или на разных процессорах (при использовании мультипроцессорного компьютера). При использовании однопроцессорной рабочей станции потоки будут

выполняться одновременно, распределение ресурсов процессора между ними возложено на операционную систему.

Параметры, задающие формы профилей лопатки и венца, сгруппированы по функциональным признакам (конструктивные, газодинамические, размерность и координаты точек сетки и т.д.) и представлены в соответствующих классах. Эти классы описаны в пакете расчета параметров профилей лопатки в сечениях по высоте лопатки и трехмерного расчета параметров потока.

С помощью разработанной автоматизированной системы был перепрофилирован венец направляющего аппарата перспективного авиационного двигателя и получены следующие результаты.

На рис. 5 представлены распределения потерь кинетической энергии по высоте лопаток: исходной, оптимальной, рациональной. На рис. 6 представлены исходная и рациональная формы профиля. В результате перепрофилирования полные потери кинетической энергии в венце были уменьшены на 8%.

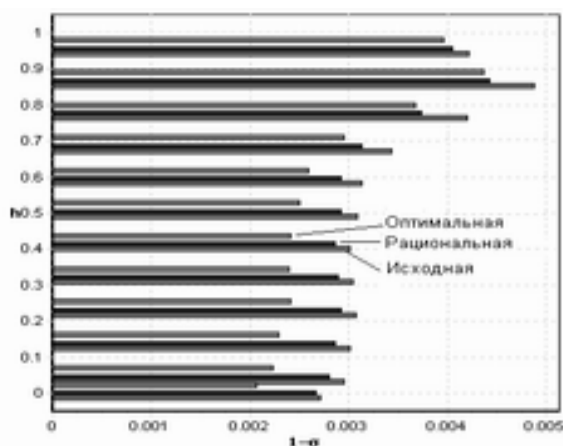


Рис. 5. Распределение потерь по высоте лопаток

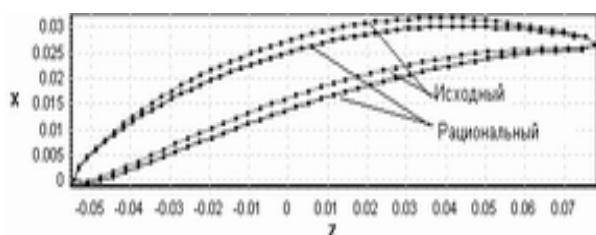


Рис. 6. Форма профиля в среднем сечении

Заключение

Разработана объектная модель, на базе которой создана CAD-система “Blade”. Созданный комплексный программный продукт является отвечающим современным требованиям инструментом для инженера-проектировщика венцов турбомашин.

Литература

1. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов, А.В. Русанов, С.Д. Северин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с.
2. A flexible and automatic design environment applied to the optimization of turbomachinery blades/ S. Pierret, A. Demeulenaere, B. Gouverneur, C. Hirsch // Papers from the Fifteenth International Symposium on Air Breathing Engines. – Bangalore (India). – 2001. – 16 p. (ISABE Paper No. 2001 – 1054).
3. Demeulenaere A., Van den Braembussche R. Three-Dimensional Invers Method for Turbomachinery Blade Design // Journal of Turbomachinery. – 1998. – Vol. 120. – P. 247 – 255.
4. Чернышев Ю.К. Выпуклые векторные сплайны в применении к профилированию лопаток ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – 2000. – Вып. 21. – С. 16 – 18.
5. Угрюмов М.Л., Меняйлов А.В., Цегельник А.М. Параметрический синтез трехмерного рационального профилирования венцов турбомашин с использованием САЕ-систем // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – 2000. – Вып. 21. – С. 195 – 201.

Поступила в редакцию 29.05.2004

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. А.В. Бастеев, Институт проблем машиностроения НАН Украины, Харьков.

УДК 33.6.3:629.7(075.8)

Ю.М. ТЕРЕЩЕНКО, В.В. ПАНИН, Ф.И. КИРЧУ*Национальный авиационный университет, Украина*

МЕТОДЫ ОПТИМИЗАЦИИ ФОРМЫ ЛОПАТОК ПРИ АЭРОДИНАМИЧЕСКОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ОКОЛОЗВУКОВЫХ КАСКАДОВ КОМПРЕССОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Анализируются два алгоритма оптимизации, а именно Генетический Алгоритм (ГА) и алгоритм Модельного Отжига (МО), которые применяются при аэродинамической оптимизации трансзвукового каскада компрессора. Целью исследования было проанализировать возможность перепроектировки существующих профилей лопаток газотурбинного двигателя, для того, чтобы повысить КПД каскада, минимизируя полное давление и потери при удовлетворении множества ограничений. Это достигнуто изменением кривизны профиля при сохранении той же самой толщины профиля, массового расхода воздуха и угла поворота потока. Цель была достигнута за счет применения решателей (солверов), основанных на уравнениях Эйлера и аппроксимации средней линии профиля лопатки посредством применения неоднородных рациональных β -сплайнов. Методы оптимизации ГА и МО были направлены на минимизацию потерь, что на конкретном околозвуковом каскаде демонстрируется за счет существенного сокращения потерь полного давления. Сокращение потерь происходит за счет уменьшения профильного сопротивления и различных гидроударов.

оптимизация, профиль, лопатка, целевая функция, численная газодинамика, генетический алгоритм, алгоритм модельного отжига

Введение

Аэродинамические методы оптимизации становятся очень привлекательным в сложившейся на сегодняшний день экономической и конкурентной ситуации в мире, поскольку их применение может уменьшить стоимость и время полного цикла проектирования, автоматизируя процесс проектирования. Аэродинамическая оптимизация формы позволяет проектировщику расширить проектируемую область (ограничения) для более полного достижения поставленных целей. Одна из возможных целей оптимизации – это минимизация потерь потока, которые могут быть измерены полной потерей давления (или изменением энтропии). Минимизация потерь потока может быть достигнута за счет изменения профиля лопатки. Автоматизация аэродинамического проектирования была достигнута объединением численной газодинамики, моделирующей поток, с численными методами оптимизации. С точки зрения оптимизации аэродинамической формы проблемой является совокупность возможных решений с множеством локальных минимумов, поэтому градиент-

ные методы могут дать ложные результаты. Это может случиться тогда, когда начальное приближение близко к глобальному минимуму. Ввиду этой причины и применяются эвристические/эволюционные глобальные алгоритмы типа ГА и алгоритма МО, использование которых гарантирует нахождение глобального минимума. Эти алгоритмы только недавно начали применяться для решения проблем данного типа; примеры использования таких алгоритмов даются в [1].

1. Задачи проектирования

1.1. Постановка задачи

При аэродинамическом проектировании профиля лопатки одной из общих задач является модернизация существующего профиля лопатки для улучшения характеристик работы каскада.

При изменении существующего профиля требуется, чтобы были сохранены все ограничения, наложенные на перепроектируемый каскад; эти ограничения следующие. Оригинальные и новые лопатки должны иметь ту же самую осевую хорду, для того, чтобы можно было поместить новые лопатки в су-

ществующий компрессор. Углы входа и выхода потока оптимизированных лопаток должны быть теми же, что и оригинальных, иначе скоростные треугольники не будут соответствовать соседним рядам лопаток. Массовый расход газа через новый каскад должен быть тем же самым, что и в оригинальном каскаде, иначе в ГТД может нарушиться существующий расход газа, что может привести к серьезным проблемам, связанным с эффективностью ГТД, и повлиять на устойчивость газового потока. Шаг лопаток должен сохраниться установленный, как и общее количество лопаток. Распределение толщины для перепроектированного профиля должно быть то же самое, как для первоначального профиля. Таким образом, целью работы является минимизация потерь полного давления при заданных параметрах газового потока и граничных условиях.

1.2. Описание неоднородного рационального β -сплайна

В данной работе профиль лопатки строится при использовании средней линии профиля и тангенциального распределения толщины.

Процедура оптимизации проводится итерационно до получения оптимальной формы профиля, которая удовлетворяла бы все ограничения и соответствовала целевой функции. Для минимизации временных и ресурсных затрат на вычисления профиль параметризуется с использованием неоднородного рационального β -сплайна. Кроме того, неоднородный рациональный β -сплайн имеет еще одно преимущество – может быть произведено локальное изменение формы профиля без затрагивания других частей того же профиля.

Главная особенность кривой неоднородного рационального β -сплайна состоит в том, что форма определяется набором контрольных точек и соответствующей толщиной; добавляя и перемещая одну или более контрольных точек, можно достигнуть любого локального или глобального изменения формы профиля. При помощи неоднородного рационального β -сплайна можно представить такие

кривые, как окружности, эллипсы, гиперболы, цилиндры, конусы.

2. Алгоритмы оптимизации

В данной работе используется два глобальных метода оптимизации: Алгоритм МО и Генетический алгоритм, и проведено их сравнение.

2.1. Генетический алгоритм (ГА)

Генетические алгоритмы – это объединение функций отбора, пересечения, объединения, изменения и элитических операторов с целью определения наилучшего решения задачи. ГА производит поиск оптимального решения до тех пор, пока не будет выполнен указанный критерий завершения работы [2].

В данной работе переменные представляются реальными значениями с использованием вещественных чисел с плавающей точкой. Представление переменных вещественными числами с плавающей точкой более предпочтительнее и удобнее, чем двоичное представление.

2.2. Алгоритм Модельного Отжига

Алгоритм модельной отжига назван по аналогии с процессом, который происходит при охлаждении металла и фиксации кристаллической структуры при минимальной энергии (процесс отжига) и поиске минимума в общей системе [3]. Если физическая система нагрета и затем медленно охлаждена, то кристаллическая структура системы может быть более упорядоченной и не вовлеченной в локальный минимум.

Главное преимущество алгоритма МО перед другими методами – способность избегать вовлечения в локальные минимумы. Алгоритм использует случайный поиск, который не только допускает изменения, которые уменьшают целевую функцию, но также и некоторые изменения, способствующие ее увеличению. Последние приняты с вероятностью

$$p = \exp\left(\frac{df}{T}\right),$$

где df – это прирост величины f при контролируемом параметре T .

Алгоритм МО работает следующим образом. Дана для оптимизации функция и несколько начальных значений для переменных, алгоритм МО запускается в работу при искусственно высокой температуре.

Во время медленного охлаждения неоднократно выбирается подмножество переменных и изменяется в окрестностях текущей точки. Если целевая функция имеет более низкое значение, чем новая итерация, эти новые значения принимаются исходными данными для следующей итерации. Если целевая функция имеет более высокое значение, то исходные данные выбираются заново.

Процесс продолжается до тех пор, пока значения не перестанут меняться. Окончание процесса будет свидетельствовать о том, что значение функции – возможно в ее глобальном минимуме. Глобальный минимум определяется путем выбора его значения с графика охлаждения, который включает температуру и скорость охлаждения.

3. Аэродинамическая проблема оптимизации

Оптимизация формы лопатки – ключевой шаг в цикле проектирования турбомашин. Эти исследования сосредоточены на доводке профиля лопатки, с целью минимизировать полную потерю давления. При оптимизации подвергают некоторым геометрическим изменениям лопатку при заданных параметрах потока.

При использовании методов оптимизации для проектирования формы лопатки необходимо выбрать переменные и по возможности уменьшить до минимума их количество при поддержании качества представления профиля (формы лопатки).

Для представления профиля были использованы неоднородные β -сплайны, при этом координаты по оси X используются как контрольные точки, которые остаются фиксированными при геометрической параметризации формы лопатки, в то время как ко-

ординаты Y и толщина профиля были приняты как переменные.

Такая параметризация гарантирует хорошую непрерывность (обвод) профиля лопатки, также фиксирует длину хорды, а параметры, определяющие геометрию, имеют интуитивное значение, что облегчает наложение ограничений на их изменение для того, чтобы ограничить проектируемое пространство. Целевая функция в данном случае – это полная потеря давления. На эту функцию налагаются некоторые аэродинамические и механические требования, которые включают установленный массовый расход воздуха, фиксированные входные и выходные углы входа и выхода потока, установленное статическое давление, установленную хорду профиля и установленное распределение толщины профиля.

Чтобы перепроектировать данный профиль, используется следующий подход. Первоначально мы имеем околосзвуковой профиль, на спинке которого сформирован скачек уплотнения. Оригинальный профиль лопатки, который описан его средней линией и тангенциальным распределением толщины, принимается как спроектированный профиль в первом приближении. Средняя линия представляется при помощи неоднородного β -сплайна, использующего от 7 до 11 контрольных точек, тогда как распределение толщины остается установленным для всех последующих приближений профиля, для того, чтобы конечный профиль не получился недопустимо тонким.

Алгоритм оптимизации генерирует новый профиль лопатки, изменяя контрольные точки для средней линии профиля. Затем генерируется неструктурированная сетка для новой геометрии профиля лопатки, и применяются методы численной газодинамики, в которые входят решатели, построенные на уравнениях Эйлера, для того, чтобы смоделировать поток и вычислить: полную потерю давления, которая является целевой функцией, массовый расход воздуха и углы выхода потока, которые являются ограничениями. Эти шаги повторяются, пока полная потеря давления не уменьшится до ми-

нимума, что подразумевает под собой то, что скачек уплотнения или устранен, или, по крайней мере, ослаблен, и массовый расход воздуха, и угол выхода потока установлен в соответствии с требованиями и находятся в пределах допуска.

Целевая функция состоит из прироста расхода воздуха, прироста угла выхода потока, и других ограничений, обусловленных граничными условиями, которые задаются в методах численной газодинамики, ими являются полное давление, полная температура и входной угол, а также статическое давление на выходе. Математическое представление целевой функции E может быть выражено как

$$E = \Delta P_t + C_1 |\Delta m| + C_2 |\Delta \beta_2|,$$

где ΔP_t – полная потеря давления; $\Delta \beta_2$ – разница между вычисленным и заданным значениями угла выхода потока; Δm – разница между вычисленным и заданным расходом воздуха.

Величины C_1 и C_2 – это штрафные коэффициенты и они принимают следующие значения.

Для ГА, C_1 и C_2 равны нулю при установленных граничных условиях, иначе им присваиваются следующие значения:

$$C_1 = 1000, \text{ когда } |\Delta m| > 0,01;$$

$$C_2 = 10, \text{ когда } |\Delta \beta_2| > 1^\circ.$$

Для алгоритма ИО $C_1 = 0,5$ и $C_2 = 0,002$; они выбраны так, чтобы в равной степени ограничивать целевую функцию.

Двухмерный невязкий околосвуковой поток в плоской решетке моделируется при помощи метода конечных элементов с использованием неструктурированной сетки с треугольными элементами.

При описании потока используются уравнения Эйлера, а для их решения применяется пятиуровневая схема Ранге – Кута. Затем моделировался вязкий поток. Использовался метод характеристик для наложения входных и выходных граничных условий.

4. Околосвуковой каскад компрессора

Это – каскад с острой передней и задней кромкой. Отношение шага к хорде равно 0,8, а распреде-

ление толщины соответствует двухдуговой форме с максимальной толщиной 10% по отношению к хорде и совпадает с ее серединой. Входной угол потока $43,6^\circ$. Для ГА целевая функция уменьшилась с 0,0043 до 0,0025 за шесть приближений, каждое приближение включало 30 итераций, результат был достигнут за 180 вычислений целевой функции.

Для алгоритма МО целевая функция уменьшилась с 0,0043 до 0,0026, результат был достигнут за 118 вычислений целевой функции. Для данных вычислений по каждому из алгоритмов было затрачено по 8 минут машинного времени, и использовались четырехугольные конечные элементы, общее число узловых точек – 2 800.

На рис. 1 и 2 показано распределение числа Маха вдоль оригинального профиля и для оптимизированного ГА алгоритмом профиля. Также можно увидеть, что у оригинального профиля возмущение больше, чем у оптимизированного. На рис. 3 и 4 показано распределение числа Маха вдоль оригинального профиля и для оптимизированного МО алгоритмом профиля.

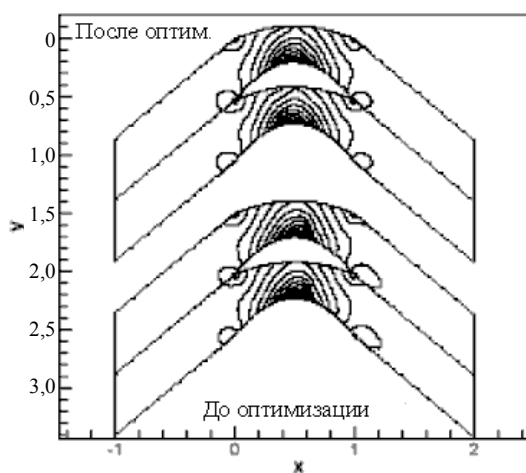


Рис. 1. Контурное распределение числа Маха для каскада компрессора с использованием ГА

Как видно из графиков, число Маха на входе и на выходе, как у оптимизированного профиля, так и оригинального, одинаково. Из рис. 5 видно, что изменение формы профиля после оптимизации относительно невелико, такого изменения довольно трудно было бы достигнуть при помощи ручного расчета. Также можно отметить, что оба проекта

имеют изменение формы профиля как на спинке, так и на корытце, что не приводит к изменению массового расхода воздуха.

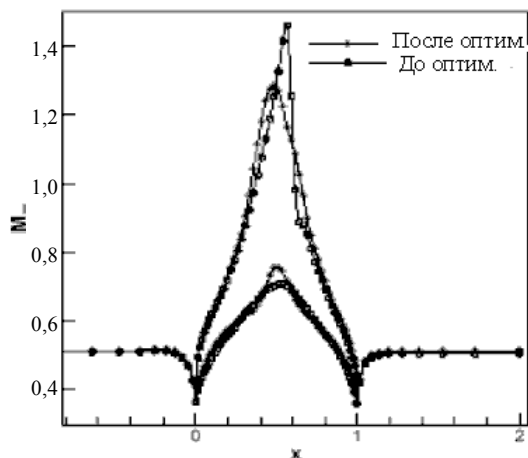


Рис. 2. Распределение числа Маха вдоль профиля для каскада компрессора с использованием ГА

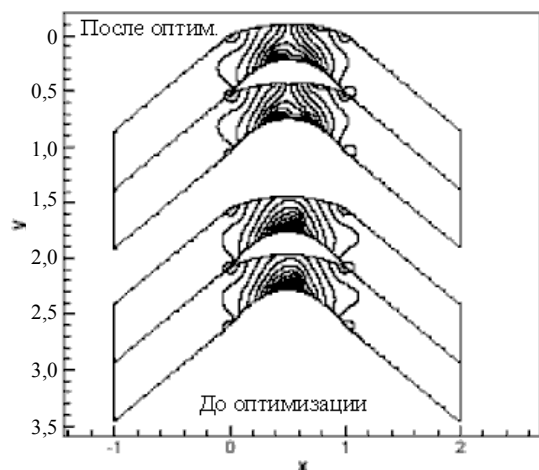


Рис. 3. Контурное распределение числа Маха для каскада компрессора с использованием алгоритма МО

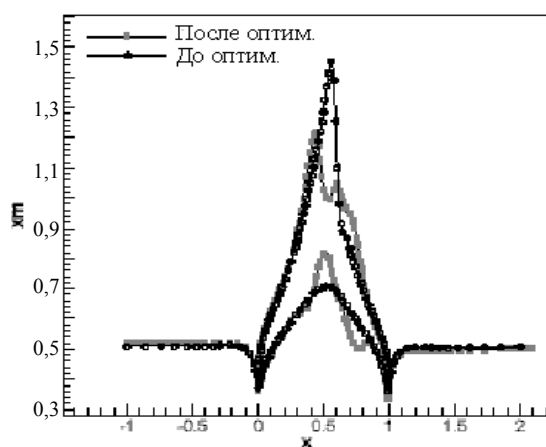


Рис. 4. Распределение числа Маха вдоль профиля для каскада компрессора с использованием МО

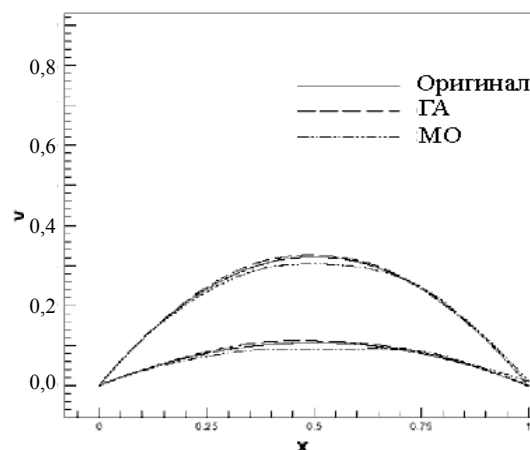


Рис. 5. Оригинальный и перепроектированный профиль лопатки

Заключение

В данной работе были проанализированы два метода аэродинамической оптимизации: генетический алгоритм и алгоритм модельного отжига. Из проведенных исследований видно, что ГА эффективен при предварительном проектировании (решении задач с большим количеством переменных), в то время, как алгоритм МО более точен и дает выигрыш в производительности при решении задач с малым числом переменных и соответственно данный алгоритм предпочтительнее для решения задач, связанных с перепроектированием исходного профиля.

Литература

1. Dennis B.H., Dulikravich G.S., Han Z.-X. Constrained Shape Optimization of Airfoil Cascades Using a Navier-Stokes Solver and a Genetic/SQP Algorithm // ASME Paper. – 1999. – No. 99-GT-441.
2. Gen M., Cheng R. Genetic Algorithm and Engineering Design. – Wiley, 1997.
3. Kirkpatrick S., Gelatt Jr. C.D., Vecchi M.P. Optimization by Simulated Annealing // Science. – 1983. – Vol. 220, No. 4598. – P. 671 – 680.

Поступила в редакцию 28.05.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Самков, начальник управления научного центра ВВС Украины, Киев.

УДК 621.438.4+62-157

Г.П. ДИКИЙ, Д.А. ДОЛМАТОВ, С.В. ЕПИФАНОВ

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

РАСЧЕТ ПЛОСКОГО ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В СТУПЕНИ ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ ТУРБИНЫ

Приведена методика расчета плоского течения газа в проточной части тангенциальной турбины с разделительными лопатками. Проведен анализ работы тангенциальной турбины, предложена методика расчета ступени турбины, применяемая к широкому спектру начальных условий и геометрических размеров устройства. Выявлены основные закономерности газодинамического процесса, позволяющие рассчитать характеристики турбины при заданных условиях. Предложены методы решения некоторых задач нестационарной газовой динамики, а также широкого спектра прикладных задач.

тангенциальная турбина, нестационарный режим, эжекторный режим, длина восстановления, пограничный слой, КПД, осреднение по времени, диаметр горла, распределение скоростей

Важное направление совершенствования газотурбинных двигателей авиационного и наземного применения связано с поиском и использованием новых конструктивных решений, обеспечивающих интенсификацию рабочего процесса, уменьшение массы, габаритов, стоимости и повышение надежности. Одним из таких перспективных решений можно рассматривать тангенциальную турбину с разделительными лопатками [1]. Указанная турбина (рис. 1) состоит из ротора 1 с рабочими органами 2, профилированного корпуса 4 и разделительных лопаток 3. Течение газа осуществляется в окружном направлении, а основное окружное усилие на роторе создается во время движения рабочего органа под разделительной лопаткой за счет разности давлений газа в левой и правой полостях подлопаточного канала.

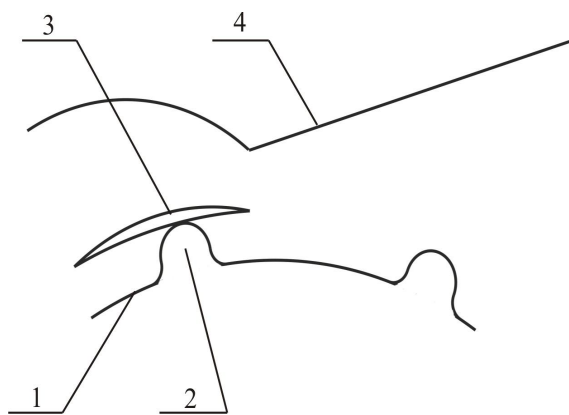


Рис. 1. Схема ступени тангенциальной турбины

Выполненные авторами предварительные расчеты показали [2], что работа турбины с высокой эффективностью может быть обеспечена при значениях частоты вращения ротора, которые намного меньше, чем в осевых и радиальных турбинах с аналогичными параметрами. Наряду с простотой конструкции, эта особенность делает данную схему перспективной для применения в качестве свободной турбины турбовального двигателя. Для авиационного вертолетного или турбовинтового двигателя это позволит использовать редуктор с меньшим передаточным числом, а в ряде случаев – применить безредукторную схему.

Для обоснования состоятельности данной перспективы необходим сравнительный анализ характеристик осевой и тангенциальной турбин при одинаковой мощности и степени понижения давления. Используемая авторами [2] методика расчета не может быть использована для такого анализа, так как основана на одномерном приближении и обеспечивает лишь иллюстрацию работоспособности, а погрешности расчета соизмеримы с уровнем отличий между указанными вариантами.

Задачей данной работы является формирование методики расчета параметров рабочего процесса тангенциальной турбины с целью определения и анализа ее характеристик.

Рассматривая приведенную на рис. 1 схему при различных положениях ротора, можно выделить четыре характерных участка (режима) работы тангенциальной турбины:

1) режим входа: рабочий орган находится слева от разделительной лопатки, и при его движении изменяется сечение входа во внутренний канал;

2) квазипоршневой режим: рабочий орган движется вдоль лопатки, зазор между ними минимален;

3) режим выхода: рабочий орган находится справа от лопатки, и при его движении изменяется сечение выхода из внутреннего канала;

4) эжекторный режим: рабочий орган удален от лопатки; поток, вытекающий из надлопаточного канала, оказывает эжектирующее воздействие на поток, вытекающий из подлопаточного канала.

Примем следующие допущения:

- 1) течение газа неразрывно;
- 2) начальные условия постоянны;
- 3) частота вращения ротора турбины постоянна и не зависит от возмущающей силы в эжекторном режиме;
- 4) силы вязкого трения между слоями потока газа в квазипоршневом и прочих режимах постоянны;
- 5) массовая центростремительная сила не влияет на силу вязкого пристеночного трения, действующую на рабочий орган.

Для выполнения расчета плоского течения газа необходим предварительный расчет распределения параметров потока в радиальном направлении.

Запишем основные уравнения стационарного течения газа по круговой траектории:

$$U(r) = 2\pi v_{\text{ротора}} r; \quad (1)$$

$$a_{\text{ЦС}}(r) = 4\pi^2 v_{\text{ротора}}^2 r, \quad (2)$$

где $U(r)$ – линейная скорость вращения ротора турбины; $a_{\text{ЦС}}(r)$ – центростремительное ускорение, действующее на конечный объем газа.

Частоту вращения ротора примем постоянной и равной 92 Гц, т.е. соответствующей расчетному режиму проектировавшейся ранее линейной модели [2]. Законы распределения параметров газа в радиальном направлении найдем, используя уравнение равновесия [3] для бесконечно малого объема газа (элемента тонкого слоя):

$$R_{\text{давления}}(r + dr) = R_{\text{давления}}(r) + a_{\text{ЦС}}(r)dm. \quad (3)$$

Считая, что давление газа в подлопаточном канале при квазипоршневом режиме работы постоянно по длине канала, можно записать:

$$rdr + pdr = 4\pi^2 v_{\text{ротора}}^2 r^2 pdr. \quad (4)$$

Решая данное дифференциальное уравнение, получим закон распределения давления по радиусу:

$$p(r) = \frac{p_{\text{эж0}} r_{\text{осн}} - \frac{4}{3} \pi^2 \rho v_{\text{ротора}}^2 r_{\text{осн}}^3}{r} + \frac{4}{3} \pi^2 \rho v_{\text{ротора}}^2 r^2, \quad (5)$$

где $p_{\text{эж0}}$ – давление на входе в подлопаточный канал; $r_{\text{осн}}$ – радиус основания рабочего органа.

Для упрощения вычислений принято допущение о постоянстве плотности в радиальном направлении подлопаточного канала:

$$\frac{\partial \rho}{\partial r} = 0. \quad (6)$$

Подставив (5) в уравнение состояния идеального газа, получим распределение температуры

$$T(r) = \frac{p(r)}{\rho_{\text{эж0}} R_{\text{газа}}}. \quad (7)$$

Для определения мощности в квазипоршневом режиме необходимо учесть изменение расхода газа через подлопаточный канал по сравнению с линейной моделью:

$$G_{\text{эж0}} = \rho_{\text{эж0}} b \int_{r_{\text{осн}}}^{r_{\text{осн}}+h} (W_{\text{эж0}} + 2\pi v_{\text{ротора}} r) dr; \quad (8)$$

$$G_{\text{эж}} = \rho_{\text{эж}} b \int_{r_{\text{осн}}}^{r_{\text{осн}}+h} (W_{\text{эж}} + 2\pi v_{\text{ротора}} r) dr, \quad (9)$$

где значения относительных скоростей $W_{\text{эж}0}$ и $W_{\text{эж}}$ берутся из расчета линейной модели, т.к. законом распределения скоростей газа по радиусу в относительном движении можно пренебречь.

Поскольку давление газа изменяется в зависимости от ординаты, использование уравнения энергии в проекции на направление движения является некорректным. Для определения силы, действующей на рабочий орган, и полезной мощности квазипоршневого режима необходимо записать двумерные интегральные соотношения для конечных объемов сплошной среды.

Для частоты вращения ротора 92 Гц по приведенной ниже формуле (12) можно получить зависимость мощности квазипоршневого режима от приведенной скорости на выходе из надлопаточного канала. Отметим, что поле скоростей на вы-

ходе из надлопаточного канала совпадает с аналогичным полем скоростей из расчета линейной модели, так как в надлопаточном канале распределение скоростей не определяется влиянием центробежной силы. Таким образом, скорость истечения из надлопаточного канала постоянна по радиусу и определяется только геометрией канала. Исходя из условия действия массовой силы на поток газа на срезе подлопаточного канала, можно установить закон распределения давления $p_{\text{эж}}(r)$:

$$p_{\text{эж}}(r_{\text{осн}} + h) = p_{\text{акт}}; \quad (10)$$

$$p_{\text{эж}r} = \frac{p_{\text{акт}}(r_{\text{осн}} + h)}{r} + \frac{4\pi^2 \rho v_{\text{ротора}}^2 r^2}{3} - \frac{4}{3} \pi^2 \rho v_{\text{ротора}}^2 \frac{(r_{\text{осн}} + h)^3}{r}; \quad (11)$$

$$\begin{aligned} N_{\text{КВП}} = & \int_{r_{\text{осн}}}^{r_{\text{осн}} + h} p_{\text{эж}0}(r) (W_{\text{эж}0} + 2\pi v_{\text{ротора}} r) b dr - \\ & - \int_{r_{\text{осн}}}^{r_{\text{осн}} + h} p_{\text{эж}} \left(C_V T_{\text{эж}}(r) + \frac{(W_{\text{эж}} + 2\pi v_{\text{ротора}} r)^2}{2} \right) (W_{\text{эж}} + 2\pi v_{\text{ротора}} r) b dr + \\ & + \int_{r_{\text{осн}}}^{r_{\text{осн}} + h} p_{\text{эж}0} \left(C_V T_{\text{эж}0}(r) + \frac{(W_{\text{эж}0} + 2\pi v_{\text{ротора}} r)^2}{2} \right) (W_{\text{эж}0} + 2\pi v_{\text{ротора}} r) b dr - \\ & - \int_{r_{\text{осн}}}^{r_{\text{осн}} + h} p_{\text{эж}}(r) (W_{\text{эж}} + 2\pi v_{\text{ротора}} r) b dr. \end{aligned} \quad (12)$$

Как следует из формулы (11), давление в подлопаточном канале меньше, чем давление на срезе надлопаточного канала. Давление на входе в подлопаточный канал, напротив, увеличивается с ростом ординаты. Данный факт обусловлен тем, что для сечения входа в подлопаточный канал фактором, определяющим граничные условия, является давление газа на входе в турбину, а для сечения выхода – давление газа на срезе надлопаточного канала. После подстановки выражения (11) в формулу (12) получим значение мощности ступени в квазипоршневом режиме как функцию

приведенной скорости на выходе из надлопаточного канала (рис. 2).

После вычисления параметров газа в подлопаточном канале можно перейти к определению геометрических размеров надлопаточного канала и расчету пограничных слоев в нем. Необходимо учесть, что инерционные силы действуют на поток газа в надлопаточном канале так же, как и в подлопаточном канале, и записать уравнения пограничного слоя на криволинейной стенке в цилиндрической системе координат с учетом центробежной силы. В остальном расчет по-

граничного слоя идентичен расчету с использованием линейной модели [2].

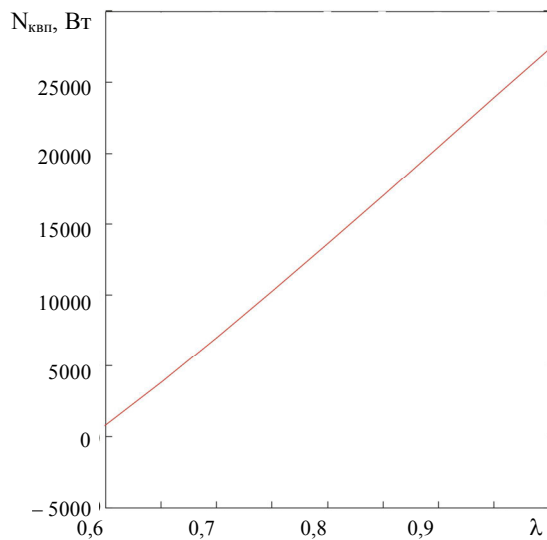


Рис. 2. Зависимость мощности ступени в квазипоршневом режиме от приведенной скорости

После вычисления параметров газа в подлопаточном канале можно перейти к определению геометрических размеров надлопаточного канала и расчету пограничных слоев в нем. Необходимо учесть, что инерционные силы действуют на поток газа в надлопаточном канале так же, как и в подлопаточном канале, и записать уравнения пограничного слоя на криволинейной стенке в цилиндрической системе координат с учетом центростремительной силы. В остальном расчет пограничного слоя идентичен расчету с использованием линейной модели [2].

В левом секторе подлопаточного канала принудительное распределение скоростей вызывает возникновение вязкого внутреннего трения между слоями потока. Трение приводит к диссипации энергии, что оказывает влияние на КПД режима и турбины в целом. Для определения параметров потока в подлопаточном канале необходимо записать уравнение движения применительно к переменному объему газа, учитывая, что поток на входе в турбину не испытывает влияния движения рабочего органа. Однако рассмотрение процесса диссипации энергии

превращает процесс в квазипоршневом режиме в нестационарный и существенно затрудняет дальнейшие вычисления, поэтому в данной статье алгоритм расчета параметров газа в левом секторе не приводится. Отметим, что диссипация энергии, согласно выполненным оценочным расчетам, приводит к снижению КПД квазипоршневого режима на 0,3 – 1,2%, в зависимости от частоты вращения ротора.

После расчета квазипоршневого режима работы турбины выполняется расчет эжекторного режима. С учетом вращения ротора, поле скоростей на выходе из квазипоршневого режима будет иметь вид, представленный на рис. 3, а.

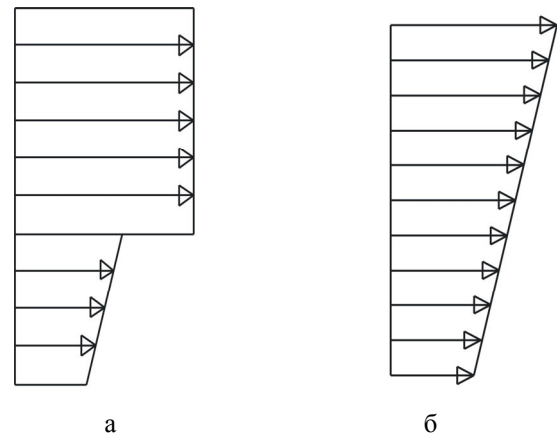


Рис. 3. Поле скоростей в эжекторном секторе: а – до восстановления; б – после восстановления

Очевидно, для определения характеристик эжекторного режима необходимо провести расчет угловой протяженности зоны, в которой происходит восстановление монотонного характера радиального распределения скорости потока. Уравнение для определения величины $L_{\text{восст}}$, применяемое в линейной модели [2], следует видоизменить с учетом распределения окружных скоростей по радиусу. Выражение, определяющее силу вязкого трения, будет выглядеть следующим образом:

$$R_{\text{трения}} = \mu_{\text{тр}} \frac{\partial C}{\partial r} b \varphi_{\text{восст}} (r_{\text{осн}} + h), \quad (13)$$

где $\Phi_{\text{восст}}$ – угол между двумя радиусами, ограничивающими участок восстановления.

Поле скоростей после восстановления представлено на рис. 3, б.

Для определения протяженности зоны восстановления следует воспользоваться законом сохранения энергии [4]:

$$G_{\text{эж}} C_p (T_2^* - T_{\text{эж}}^*) = \int_0^{\Phi_{\text{эж}}} \mu_{\text{тр}} \frac{\partial C}{\partial r} b(r_{\text{осн}} + h) C_{\text{разд}} d\Phi. \quad (14)$$

Определив температуру T_2^* из уравнения сохранения энергии, записанного совместно для двух потоков:

$$T_2^* = \frac{G_{\text{эж}} T_{\text{эж}}^* + G_{\text{акт}} T_{\text{акт}}^*}{G_{\text{эж}} + G_{\text{акт}}}, \quad (15)$$

получим выражение для определения угла восстановления, используемого при моделировании плоского течения газа вместо $L_{\text{восст}}$:

$$\Phi_{\text{восст}} = \frac{G_{\text{эж}} C_p (T_2^* - T_{\text{эж}}^*)}{2\pi v_{\text{ротора}} b \mu_{\text{тр}} (r_{\text{осн}} + h) C_{r_{\text{осн}} + h}}. \quad (16)$$

В выражение (16) подставлено значение производной скорости по радиусу, соответствующее установившемуся течению. Такая подстановка оправдана, т.к. на границе раздела потоков имеет место взаимодействие малых объемов газа, характеризующееся быстрым восстановлением поля однородности скоростей. Таким образом, в окрестности границы раздела потоков будет реализован закон распределения скоростей, соответствующий установившемуся движению газа, и производная $\frac{\partial C}{\partial r}$ будет постоянной на всем участке восстановления.

Для определения величины скорости $C_{r_{\text{осн}} + h}$ необходимо решить систему уравнений (17) – (22) и определить параметры потока газа после восстановления единого поля скоростей:

$$p(r) = \frac{p_{\text{гоос}} r_{\text{осн}} - \frac{4}{3} \pi^2 \rho_{\text{гоос}} v_{\text{ротора}}^2 r_{\text{осн}}^3}{r} + \quad (17)$$

$$+ \frac{4}{3} \pi^2 \rho_{\text{гоос}} v_{\text{ротора}}^2 r^2;$$

$$C(r) = C_{\text{гоос}} + 2\pi v_{\text{ротора}} (r - r_{\text{осн}}); \quad (18)$$

$$\int_{r_{\text{осн}}}^{r_{\text{статора}}} \rho(r) C(r) b dr = G_{\text{эж}} + G_{\text{акт}}; \quad (19)$$

$$T_2^* = T(r) + \frac{C^2(r)}{2C_p}; \quad (20)$$

$$p(r) = \rho(r) R_{\text{газа}} T(r); \quad (21)$$

$$p_{\text{гоос}} = p_{\text{эжгоос}}. \quad (22)$$

Решив данную систему уравнений, получим значение скорости $C_{\text{гоос}}$, после чего по формуле (18) определим $C_{\text{гоос} + h}$ и подставим его в уравнение (16). Полученная таким образом величина угла восстановления $\Phi_{\text{восст}}$ позволит определить момент начала непосредственно эжекторного режима и геометрические размеры сечения, соответствующего углу $\Phi_{\text{восст}}$. Дальнейший расчет эжекторного режима производится аналогично линейной модели [2] с учетом уравнений (1), (17) – (19) и (21). Параметры потока на входе в следующую ступень подчиняются тому же закону распределения, что и на входе в эжекторный режим.

Помимо ограничения по максимальной паразитной силе, эжекторный режим обуславливает необходимость профилирования лобовой стенки рабочего органа, исходя из условия недопущения отрыва погранслоя на подвижной стенке [4]. Расчет пограничного слоя на лобовой стенке рабочего органа производится с учетом распределения центростремительного ускорения (2) по толщине погранслоя. Математический аппарат подобного расчета достаточно сложен и выходит за рамки данной статьи. Отметим, что, согласно нашим

расчетам, максимально допустимый угол наклона касательной к поверхности рабочего органа растет с увеличением частоты вращения, и при частотах вращения больше 130 Гц длина основания рабочего органа превышает приведенную длину раздельной лопатки, что делает невозможным использование тангенциальной турбины с такой частотой вращения.

Переходные нестационарные режимы входа и выхода рассчитываются исходя из геометрии подлопаточного канала. При расчете диаметра проходного сечения или диаметра горла следует учитывать криволинейное движение рабочего органа, а также его профиль. Зададим форму поверхности рабочего органа следующим образом:

$$\rho(\varphi) = r_{\text{осн}} + \frac{h}{2} \left[\cos \left(\frac{2\varphi\pi}{\varphi_{\text{р.о}}} \right) + 1 \right], \quad (23)$$

где φ – угол отклонения радиуса текущей точки от вертикали; $\varphi_{\text{р.о}}$ – угол установки рабочего органа, т.е. угол между радиусами, проведенными через крайнюю левую и крайнюю правую точки рабочего органа.

Для тангенциальных турбин с соотношением $\frac{h_{\text{р.о}}}{r_{\text{осн}}}$ от 0,05 до 0,3 профиль, соответствующий закону (23), является наилучшим с газодинамической точки зрения.

Для турбин с $\frac{h_{\text{р.о}}}{r_{\text{осн}}} > 0,3$ следует использовать линейный или комбинированный профиль. Поскольку для описываемой в статье модели турбины

$$\frac{h_{\text{р.о}}}{r_{\text{осн}}} = 0,278,$$

использование при профилировании выражения (23) является оправданным. При этом текущая координата крайней левой точки лопатки определяется следующим образом:

$$x_{\text{Л}} = (r_{\text{осн}} + h) \sin \left(\frac{\varphi_{\text{р.о}}}{2} - 2\pi\nu_{\text{ротора}} t \right); \quad (24)$$

$$y_{\text{Л}} = (r_{\text{осн}} + h) \cos \left(\frac{\varphi_{\text{р.о}}}{2} - 2\pi\nu_{\text{ротора}} t \right). \quad (25)$$

Схема для определения диаметра горла приведена на рис. 4.

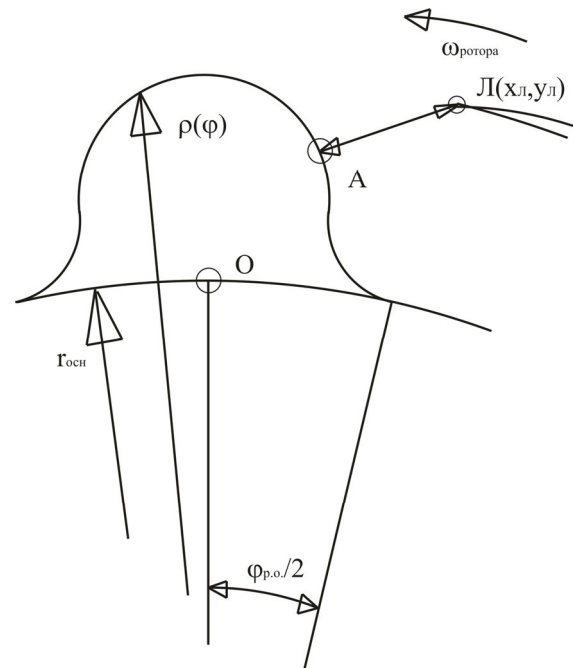


Рис. 4. Горло подлопаточного канала в режиме входа

Для упрощения расчетной схемы удобно рассматривать процесс в относительной системе координат, связанной с рабочим органом, т.е. при записи уравнений, связанных с законом движения рабочего органа, использовать систему координат, связанную с рабочим органом. При такой методике расчета точки на рабочем органе будут неподвижны, а точка «Л» – двигаться с угловой скоростью $\Omega_{\text{ротора}}$.

Для определения координат точки «А» необходимо решить следующее уравнение:

$$y_{\text{Л}} - y_{\text{А}} = - \frac{x_{\text{Л}} - x_{\text{А}}}{\frac{\partial f(x)}{\partial x}}, \quad (26)$$

при условии наименьшего размера проходного се-

чения, определяемого выражением

$$D_{\Gamma} = \sqrt{(y_{\Gamma} - y_A)^2 + (x_{\Gamma} - x_A)^2}. \quad (27)$$

Данное уточнение связано с возможностью существования нескольких точек на поверхности рабочего органа, соответствующих условию, представленному уравнением (26).

В уравнении (26) $f(x)$ – функция, описывающая поверхность рабочего органа в декартовой системе координат, связанной с осью тангенциальной турбины.

Определив диаметр горла, следует рассчитать мощность ступени в режиме входа.

Алгоритм расчета по сравнению с линейной моделью изменяется с учетом инерционных сил. На объем газа, движущийся сквозь горло в подлопаточный канал, действует сила, обусловленная центростремительным ускорением $a_{\text{ЦС}}$:

$$dR_m = 4\pi^2 v_{\text{ротора}}^2 r dm. \quad (28)$$

Учитывая, что вектор скорости меняет направление во время движения газа через канал, образуемый лопаткой и рабочим органом, можно записать уравнение сохранения энергии для переходного режима:

$$\begin{aligned} \int_{r_{\text{осн}}}^{r_{\text{осн}}+h} \rho'_{\text{эж}} C'_{\text{эж}} T'^*_{\text{эж}} b dr - \int_0^{D_{\Gamma}} \rho_{\Gamma} C_{\Gamma} T_0^* b da = \\ = \int_V \vec{a}_{\text{ЦС}} \rho d\tau + \int_0^{D_{\Gamma}} \vec{p}_{\Gamma} C_{\Gamma} b da + \\ + \int_{r_{\text{осн}}}^{r_{\text{осн}}+h} \vec{p}'_{\text{эж}} C'_{\text{эж}} b dr + \vec{R}_{\text{р.о}} \vec{U}, \end{aligned} \quad (29)$$

где $R_{\text{р.о}}$ – сила реакции поверхности рабочего органа.

После расчета всех режимов работы ступени производится конечный расчет средней по времени мощности турбины и КПД:

$$\bar{N}_{\text{ступени}} = \frac{2\pi v_{\text{ротора}}}{\Phi_{\text{Л}} + \Phi_{\text{эж}}} \sum_{i=1}^6 \int_{t_{i-1}}^{t_i} N_i(t) dt; \quad (30)$$

$$\bar{\eta}_{\text{ступени}} = \frac{\bar{N}_{\text{ступени}}}{G_{\text{газа}} C_p (T_2^* - T_0^*)}. \quad (31)$$

В результате расчетов получено, что КПД ступени турбины при частоте вращения ротора 92 Гц равен 0,893.

Дальнейшее исследование тангенциальной турбины предполагает проведение экспериментов с полноразмерной и уменьшенной турбинами для сравнения теоретических и экспериментальных данных, более подробное моделирование пограничных слоев на криволинейных стенках в проточной части и уточнение характеристик турбины с учетом скорости распространения возмущений в газе.

Литература

1. А.с. № 1471673 СССР, А 02 С 3/00 1/34. Газовая турбина / Г.П. Дикий, В.А. Шкабура. Заявлено 08.07.87. Опубликовано 07.10.89, Бюлл. № 14 / Открытия. Изобретения. 1989.
2. Долматов Д.А., Епифанов С.В. Расчет одномерного течения газа в ступени тангенциальной турбины с разделительными лопатками // Вестник двигателестроения. – Запорожье. – 2004. – Вып. 2(5).
3. Седов Л.И. Механика сплошной среды. – М.: Наука, 1972. – 440 с.
4. Слеттери Дж.С. Теория переноса импульса, энергии и массы в сплошных средах. – М.: Энергия, 1978. – 364 с.

Поступила в редакцию 12.05.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.И. Долматов, Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 621.452.022

В.Е. КОСТЮК¹, И.Ф. КРАВЧЕНКО²¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина²ГП ЗМКБ «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Украина

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ ПОДХОДОВ К ПРОГНОЗИРОВАНИЮ ПУСКОВЫХ И СРЫВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КАМЕР СГОРАНИЯ ГТД. II. МОДЕЛИРОВАНИЕ НА МИКРОУРОВНЕ

Рассмотрена проблема прогнозирования пусковых и срывных характеристик при разработке и модификации камер сгорания ГТД. В результате анализа опубликованных работ определена область применения методов математического моделирования явлений воспламенения и погасания пламени на микроуровне. Предложено использовать методы вычислительной аэрогидродинамики на этапах детального проектирования и доводки камер сгорания.

камера сгорания ГТД, пусковая и срывная характеристики, явления воспламенения и погасания пламени, моделирование на микроуровне, методы вычислительной аэрогидродинамики, модели горения

Надежное воспламенение и устойчивое горение топливовоздушной смеси (ТВС) – важнейшие функциональные требования к камере сгорания (КС) газотурбинного двигателя (ГТД).

В работе [1] показано, что тенденции развития авиадвигателестроения и перспективы применения в авиации топлив ухудшенного качества обостряют проблему обеспечения высоких пусковых и срывных характеристик КС ГТД. Сложность физических явлений, происходящих при запуске и погасании КС, затрудняет их математическое моделирование. В связи с этим до последнего времени прогнозирование пусковых и срывных характеристик КС ГТД осуществлялось, как правило, на основе обобщения экспериментальных данных с помощью эмпирических и теоретических моделей, отражающих критические свойства явлений воспламенения и погасания пламени на макроуровне. Такой подход приемлем на этапе предварительного проектирования КС традиционных конструктивных схем. Однако, точность и универсальность макромоделей недостаточны для прогнозирования характеристик КС, в которых реализованы принципиально новые конструктивные решения, продиктованные необходимостью удовлетворения возрастающих экологических требований

к ГТД.

Очевидно, повышение надежности прогнозирования требует перехода к моделированию характеристик КС на микроуровне, то есть к описанию физических процессов, протекающих в непрерывных пространстве и времени.

Математической моделью технического объекта на микроуровне может быть система дифференциальных уравнений в частных производных, описывающая процессы в сплошной среде с заданными краевыми условиями [2]. Для КС ГТД – это система уравнений сохранения массы, количества движения, энергии и концентрации химических компонентов двухфазной многокомпонентной реагирующей смеси, состоящей из воздуха, капель распыленного топлива, его паров и образующихся в ходе химической реакции продуктов сгорания.

Течение в КС ГТД в общем случае относится к классу внутренних турбулентных течений вязких многокомпонентных химически реагирующих двухфазных сред. Для анализа таких течений требуется решение полной системы уравнений Навье-Стокса. Несмотря на ряд теоретических и вычислительных трудностей, к настоящему времени достигнут значи-

тельный прогресс в области численного интегрирования таких уравнений.

В последние десятилетия разработаны прикладные методики и специализированные программы расчета течения, смесеобразования и горения в КС ГТД (например, ChemFlow, ALLSPD, CODAS, CONCERT, ANSWER/ACC, NCC и др.). Наряду со специализированными пакетами создаются и совершенствуются универсальные программные комплексы, способные решать задачи аэрогидродинамики как для произвольной геометрии объектов, так и с возможностью выбора математической модели течения (например, Fluent, CFX, Star-CD, Phoenix и др.) [3 – 8].

Численные методы аэрогидродинамики (конечных разностей, конечных элементов, конечных объемов) предполагают высокую степень дискретизации исследуемой области и решение задачи в двух- и трехмерной постановке. Вследствие этого становится возможным моделировать процессы в достаточно малой локальной зоне рабочего объема. Методы позволяют наиболее полно решить задачу моделирования КС, в том числе вычислить значения газодинамических и физико-химических параметров среды практически в каждой точке проточной части с учетом турбулентного характера течения, двухфазности потока и наличия химических реакций [9].

Задача, решаемая в данной работе – анализ современных возможностей описания процессов воспламенения и погасания пламени на микроуровне методами вычислительной аэрогидродинамики с целью прогнозирования пусковых и срывных характеристик КС ГТД.

Одна из первых попыток применения методов вычислительной аэрогидродинамики для решения задачи прогнозирования пусковых характеристик КС ГТД была предпринята В.Е. Костюком и др. [10–12]. Предложенный автором подход состоял в расщеплении сложной физической системы – запускаемой КС, – на ряд физических подсистем, описываемых разнородными моделями, и их последующем

синтезе на основе введения дополнительных гипотез. Одной из таких гипотез послужило представление о стадийном развитии процесса запуска. Первая стадия – образование начального очага горения, размеры и температура которого достаточны для его последующего распространения. Вторая стадия – распространение этого очага по первичной зоне КС, в ходе которого он либо выносится прямым током за ее пределы, либо, будучи вовлечен в циркуляционное течение, создает необходимую предпосылку для успешной стабилизации пламени. Другой дополнительной гипотезой было допущение о том, что в силу своей малости (что наиболее справедливо при поджигании искрой), начальный очаг горения не оказывает влияния на общую картину течения внутри жаровой трубы.

Возможность (или невозможность) запуска КС устанавливалась сопоставлением энергии искрового разряда E с минимальной энергией воспламенения $E_{\min}$ ТВС в районе свечи зажигания с последующим анализом аэродинамической обстановки на пути перемещения начального очага горения. Величина $E_{\min}$ рассчитывалась как функция локальных параметров двухфазной ТВС в районе источника зажигания с использованием макромодели, предложенной Баллалом и Лефевром [13].

Необходимые данные о полях скоростей, концентрациях жидкого и испаренного топлива, параметрах турбулентности и дисперсном составе ТВС определялись путем численного расчета параметров газокапельного потока в первичной зоне КС. Газовая фаза моделировалась системой двухмерных уравнений Навье-Стокса, замыкаемых $k - \varepsilon$ моделью турбулентности и дополненных уравнением сохранения концентрации пара топлива. Для описания жидкой фазы использовалась траекторная модель, предусматривавшая разбиение всего множества капель на «представительные» группы и интегрирование по времени системы уравнений движения, тепло- и массообмена капель каждой группы. Из всех видов межфазного взаимодействия учитывался только об-

мен массой.

С помощью предложенной методики было проведено численное исследование процесса запуска КС ТРДД ПС-90А, в результате которого была рассчитана граница высотного запуска, установлены зоны наивыгоднейшего размещения свечи зажигания, выявлено влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на пусковые свойства КС [12].

Позднее подобный подход использовали Рицк и Монжа [14] для прогнозирования пусковых и срывных характеристик КС двигателя Т56-А-15. Авторами [14] была проведена оценка величин отношения топливо/воздух LBO на границе «бедного» срыва пламени, при высотном и наземном запуске КС с использованием результатов численного расчета течения и горения.

Численный расчет предусматривал решение трехмерных уравнений Навье-Стокса, замыкаемых $k-\epsilon$ моделью турбулентности. Полагалось, что горение происходит в газовой фазе после испарения топлива. Кинетика горения задавалась с помощью двухступенчатой химической реакции, скорость которой описывается законом Аррениуса и моделью «разрушения вихря». Для более полного использования выходных данных трехмерного расчета объем жаровой трубы дополнительно разделялся на большое число элементов объема. В каждом элементе объема оценивались требуемые параметры поля течения, которые затем использовались в качестве входных данных при корреляции с помощью эмпирических зависимостей.

При оценке LBO использовался итерационный метод в сочетании с данными трехмерного расчета поля течения в КС. Метод основан на сравнении величины отношения топливо/воздух на выбранном режиме работы КС и величины LBO, вычисляемой по формуле

$$LBO = \frac{98000}{H_u} p_{3d} \frac{F t_r}{p_{3,1.3} e^{T/300}} \left[\frac{m_{ev} m_B}{T m_A m_F} \right]_{ijk}, \quad (1)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива;

p_{3d} – давление на входе в КС на расчетном режиме;

F – доля расхода воздуха, определенная по средней величине отношения топливо/воздух в первичной зоне КС;

t_r – отношение времени испарения капель топлива в условиях «бедного» срыва к времени испарения на расчетном режиме работы КС;

p_3 – давление в КС;

T – температура газа;

m_{ev} и m_B – массовые доли топлива, испаряющегося и сгорающего в элементе объема;

m_A и m_F – массовые расходы воздуха и топлива.

Значения выражения, заключенного в квадратные скобки, определялись в результате численного расчета и суммировались по всем элементам объема.

Были получены следующие отличия расчетных значений отношения топливо/воздух от экспериментальных. При работе на топливе JP-4: для «бедного срыва» +0,0004 (+19%); для высотного запуска +0,0044 (+49%); для наземного запуска +0,0037 (+39%). При работе на топливе высокой плотности HDF-3: для «бедного срыва» -0,0013 (-28%); для высотного запуска +0,0018 (+32%); для наземного запуска +0,0023 (+15%).

Выражая уверенность в перспективности описанного выше подхода к расчету характеристик КС (названного им «гибридным»), Монжа [15] называет величину $\pm 0,001$ в качестве целевой точности предсказания величины LBO, надеясь на дальнейший прогресс вычислительной аэрогидродинамики и разработку более совершенных математических моделей локальных явлений, происходящих при воспламенении и срыве пламени.

Кьюнтилла и др. [16], разрабатывая численную модель запуска КС в рамках «гибридного» подхода, сосредоточили основные усилия на более детальном описании процесса искрового воспламенения.

Концепция авторов [16] состоит в первоначальном трехмерном расчете двухфазного потока для

получения полей необходимых параметров внутри КС, авторотирующего перед запуском двигателя. После этого в различных точках потока производится нульмерный расчет по разработанной авторами нестационарной модели воспламенения кластера капле топлива с целью определения, происходит воспламенение или нет. Кластерная модель использует неявный метод решения уравнения неразрывности, уравнений сохранения концентраций химических компонентов и энергии. Формулировка этих уравнений учитывает различные физические явления, такие как подвод энергии, нагрев и испарение капель, химическую кинетику и турбулентный перенос из кластера в окружающую среду.

Методика расчета, в которой кластерная модель объединена с численным решением трехмерных уравнений Навье-Стокса, использована для исследования оптимального положения свечи зажигания в реальной КС. Трехмерный расчет двухфазного потока перед подводом энергии свечой зажигания, предусматривал решение осредненных уравнений Навье-Стокса, замыкаемых $k-\epsilon$ моделью турбулентности. Жидкая фаза описывалась лагранжевым стохастическим распределением капель топлива. Данными, получаемыми в результате расчета (и которые затем используются для моделирования воспламенения), были параметры турбулентности и численная плотность распределения капель. Было исследовано три случая, соответствующих различным значениям заглубления свечи зажигания внутрь КС. Анализ зависимости температуры в кластере от времени для трех положений свечи зажигания позволил объяснить наблюдаемые на практике закономерности.

Направления дальнейших исследований авторы [16] видят во включении в численную модель таких явлений, как детальная химическая кинетика; влияние пространственной неравномерности на развитие ядра воспламенения; влияние стенок на химические реакции; точное описание закона подвода энергии по времени; химическое действие искры, обуслов-

ленное образующимися во время разряда радикалами; влияние групповых эффектов на испарение и горение капель; эволюция ядра воспламенения после того, как оно покидает свечу зажигания.

Последние достижения в области вычислительной аэрогидродинамики турбулентных реагирующих течений открывают возможность прямого моделирования процессов воспламенения и погасания пламени в КС ГТД на микроуровне, не прибегая к декомпозиции КС на отдельные физические подсистемы.

На сегодняшний день получили развитие три подхода к моделированию практически важных турбулентных реагирующих течений на основе численного интегрирования уравнений Навье-Стокса:

- 1) обобщенная модель конечной скорости химических реакций;
- 2) специализированные модели горения непеременных, предварительно перемешанных и частично перемешанных реагентов;
- 3) модель переноса функции плотности распределения вероятности (ФПВ) химического состава.

Обобщенная модель конечной скорости химических реакций предусматривает решение уравнений переноса для массовых долей химических компонентов с заданным механизмом химических реакций. Скорости реакций, которые появляются в виде источников членов в уравнениях переноса химических компонентов, могут быть рассчитаны по модели распада вихря Магнуссена и Хьертагера [17], по этой же модели в комбинации с выражениями Аррениуса (последние выполняют роль «кинетического выключателя», исключая горение в зонах со слишком низкой температурой), либо по модели, основанной на концепции распада вихря (EDC) [18].

Модель горения EDC предполагает, что реакция происходит в мелкомасштабных турбулентных структурах, объемная доля которых равна

$$\xi^* = C_\xi \left(\frac{v\epsilon}{k^2} \right)^{3/4}, \quad (2)$$

где C_ξ – константа; v – кинематическая вяз-

кость; ε – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности; k – кинетическая энергия турбулентности.

Химические компоненты реагируют в мелко-масштабных структурах в течение времени

$$\tau^* = C_\tau \left(\frac{v}{\varepsilon} \right)^{1/2}, \quad (3)$$

где C_τ – константа.

Полагается, что горение в мелкомасштабных структурах происходит как в реакторе постоянного давления с начальными условиями, взятыми по текущим массовым долям химических компонентов, и температуре в расчетной ячейке. Кинетические уравнения с аррениусовскими скоростями реакций численно интегрируются на отрезке времени τ^* .

Источниковый член в уравнениях сохранения осредненных массовых долей химических компонентов моделируется как

$$R_i = \frac{\rho(\xi^*)^2}{\tau^* [1 - (\xi^*)^3]} (Y_i^* - Y_i), \quad (4)$$

где Y_i^* и Y_i – массовые доли химических компонентов в мелкомасштабных структурах после и до реагирования в течение времени τ^* .

Модель EDC позволяет включать в расчет турбулентных реагирующих течений детальные химические механизмы. Однако, типичные механизмы, как правило, жесткие, и их численное интегрирование требует больших вычислительных затрат.

В модели горения предварительно перемешанных реагентов вместо уравнений переноса индивидуальных химических компонентов решаются уравнения переноса для консервативного скаляра (коэффициента смеси f), а концентрации индивидуальных химических компонентов рассчитываются по предсказанному распределению коэффициента смеси. Влияние турбулентности учитывается с помощью ФПВ предполагаемой формы. Химическая кинетика может либо не учитываться (при этом реагирующая система описывается с использованием модели бес-

конечно тонкого фронта пламени («смешал – сжег») и расчетов химического равновесия), либо может быть учтена с помощью модели тонкого ламинарного пламени [19].

Концепция тонкого ламинарного пламени рассматривает турбулентное пламя как ансамбль тонких, ламинарных, локально одномерных пламенных структур, «встроенных» в турбулентное поле течения. Для их моделирования используется ламинарное диффузионное пламя встречных потоков реагентов. По мере увеличения скорости истечения пламя растягивается, все более отклоняясь от химического равновесия до тех пор, пока, в конечном итоге, не погаснет.

Характерную скорость растяжения для тонкого ламинарного диффузионного пламени встречных потоков можно определить как

$$a_s = \frac{v}{2d}, \quad (5)$$

где v – скорость истечения реагентов;

d – расстояние между срезами сопел.

Для оценки отклонения от равновесия вместо скорости растяжения используют скалярную диссипацию, определяемую как

$$\chi = 2D|\nabla f|^2, \quad (6)$$

где D – представительный коэффициент диффузии.

Скорость растяжения тонкого ламинарного пламени a_s можно связать со скалярной диссипацией в стехиометрической точке выражением:

$$\chi_{ст} = \frac{a_s \exp(-2[\operatorname{erfc}^{-1}(2f_{ст})]^2)}{\pi}, \quad (7)$$

где $\chi_{ст}$ – скалярная диссипация при $f = f_{ст}$;

$f_{ст}$ – стехиометрический коэффициент смеси;

erfc^{-1} – обратная функция дополнительной погрешности.

Физически, по мере того, как пламя растягивается, ширина зоны реакции уменьшается, а градиент f в стехиометрической точке $f = f_{ст}$ увеличивается. Мгновенная стехиометрическая скалярная диссипация $\chi_{ст}$ используется в качестве параметра не-

равновесности. В пределе $\chi_{\text{ст}} \rightarrow 0$ химия стремится к равновесию, а по мере того, как $\chi_{\text{ст}}$ увеличивается вследствие аэродинамического растяжения, неравновесность возрастает. Когда $\chi_{\text{ст}}$ достигает критической величины, происходит локальное погасание тонкого ламинарного пламени.

Осредненные значения температуры и массовых долей химических компонентов в турбулентном пламени можно определить из ФПВ для f и $\chi_{\text{ст}}$ как

$$\bar{\phi} = \iint \phi(f, \chi_{\text{ст}}) p(f, \chi_{\text{ст}}) df d\chi_{\text{ст}}, \quad (8)$$

где ϕ – представительный скаляр, такой как температура, массовая доля химических компонентов или плотность.

Полагая f и $\chi_{\text{ст}}$ статистически независимыми, совместную ФПВ $p(f, \chi_{\text{ст}})$ можно упростить как $p_f(f)p_{\chi_{\text{ст}}}(\chi_{\text{ст}})$. Для p_f полагается β -форма ФПВ, а чтобы определить p_f , решаются уравнения переноса для $\bar{f}$ и $\overline{f'^2}$. Для $p_{\chi_{\text{ст}}}$ полагается двойная дельта-функция ФПВ, определяемая ее первыми двумя моментами. Первый момент, – осредненная скалярная диссипация $\overline{\chi_{\text{ст}}}$, – моделируется как

$$\overline{\chi_{\text{ст}}} = \frac{C_{\chi} \epsilon \overline{f'^2}}{k}, \quad (9)$$

где C_{χ} – константа.

Дисперсия скалярной диссипации обычно полагается постоянной.

Уравнения тонкого ламинарного диффузионного пламени встречных потоков могут быть отображены из физического пространства (x в качестве независимой переменной) в пространство коэффициента смеси (s в качестве независимой переменной). В итоге решается система из N уравнений для массовых долей химических компонентов Y_i

$$\rho \frac{\partial Y_i}{\partial t} = \frac{1}{2} \rho \chi \frac{1}{Le_i} \frac{\partial^2 Y_i}{\partial f^2} + S_i - \frac{1}{2} \frac{\partial Y_i}{\partial f} \times$$

$$\times \left[\rho \chi \frac{1}{Le_i^2} \frac{\partial Le_i}{\partial f} \right] - \frac{1}{2} \frac{\partial Y_i}{\partial f} \times \left[\frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{Le_i} \right) \left(\frac{\partial \rho \chi}{\partial f} + \rho \chi \frac{c_p}{k} \frac{\partial (k/c_p)}{\partial f} \right) \right] \quad (10)$$

и уравнения для температуры T

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{2} \rho \chi \frac{\partial^2 T}{\partial f^2} - \frac{1}{c_p} \sum_i H_i^* S_i + \frac{1}{2c_p} \rho \chi \left[\frac{\partial c_p}{\partial f} + \sum_i \frac{1}{Le_i} c_{p,i} \frac{\partial Y_i}{\partial f} \right] \frac{\partial T}{\partial f}, \quad (11)$$

где k , c_p – теплопроводность и удельная теплоемкость смеси;

Le_i , $c_{p,i}$, S_i , H_i^* – число Льюиса, удельная теплоемкость, скорость образования и удельная энтальпия i -го химического компонента, соответственно.

Скалярная диссипация χ вдоль тонкого ламинарного пламени моделируется выражением

$$\chi(f) = \frac{a_s}{4\pi} \frac{3(\sqrt{\rho_{\infty}/\rho} + 1)^2}{2\sqrt{\rho_{\infty}/\rho} + 1} \times \exp\{-2[\text{erfc}^{-1}(2f)]^2\}. \quad (12)$$

Преимущество подхода в том, что при моделировании турбулентного пламени можно реалистично учесть проявления химической кинетики. Химические расчеты могут быть оформлены как препроцесс и табулированы, что экономит вычислительные ресурсы. Тем не менее, модель тонкого ламинарного пламени ограничена пламенем с относительно быстрой химией, поскольку предполагается, что пламя мгновенно реагирует на аэродинамическое растяжение турбулентностью.

В модели горения предварительно перемешанных реагентов, основанной на работах Зимонта и др. [20, 21], предполагается, что реагенты и продукты сгорания разделены фронтом пламени. Для предсказания положения этого фронта решаются уравнения сохранения для переменной прогресса реакции s :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c) + \nabla(\rho \bar{v} c) - \nabla \left(\frac{\mu_t}{Sc_t} \nabla c \right) + \rho S_c G, \quad (13)$$

где Sc_t – турбулентное число Шмидта;

S_c – источниковый член прогресса реакции (c^{-1});

G – коэффициент растяжения пламени.

Переменная прогресса определяется как

$$c = \frac{\sum_i Y_i}{\sum_i Y_{i,ad}}, \quad (14)$$

где $Y_{i,ad}$ и Y_i – массовые доли i -х химических компонентов после и до полного адиабатического сгорания.

Осредненная скорость реакции в уравнении (13) моделируется как

$$\rho S_c = \rho_u U_t |\nabla c|, \quad (15)$$

где ρ_u – плотность несгоревшей смеси;

U_t – турбулентная скорость пламени, вычисляемая с помощью моделей для складчатого и утолщенного фронтов пламени.

Коэффициент растяжения G представляет собой вероятность того, что растяжение не погасит пламя. Он получается интегрированием логарифмически нормального распределения скорости диссипации турбулентности ε :

$$G = \frac{1}{2} \operatorname{erfc} \left\{ - \sqrt{\frac{1}{2\sigma}} \left[\ln \left(\frac{\varepsilon_{cr}}{\varepsilon} \right) + \frac{\sigma}{2} \right] \right\}, \quad (16)$$

где $\varepsilon_{cr} = 15 \nu g_{cr}$ – скорость диссипации турбулентности при критической скорости растяжения g_{cr} ;

σ – стандартное отклонение распределения ε :

$$\sigma = \mu_s \ln \left(\frac{L}{\eta} \right), \quad (17)$$

где μ_s – коэффициент растяжения для пульсации диссипации; L – интегральный масштаб длины турбулентного смешения; η – колмогоровский микромасштаб.

Модель горения частично перемешанных реагентов используется для турбулентных реагирующих течений, в которых имеет место комбинация перемешанного и неперемешанного горения. Уравнения

коэффициента смеси и переменной прогресса решаются для определения концентрации химических компонентов и положения фронта пламени, соответственно. Переменная прогресса реакции перемешанной смеси c определяет положение фронта пламени. За фронтом пламени ($c = 1$), где смесь является сгоревшей, используется решение для коэффициента смеси в приближении химического равновесия или тонкого ламинарного пламени. Перед фронтом пламени ($c = 0$) массовые доли химических компонентов, температура и плотность рассчитываются по коэффициенту смеси перемешанной, но несгоревшей смеси. Внутри пламени ($0 < c < 1$) используется линейная комбинация сгоревшей и несгоревшей смесей.

На рис. 1 представлены результаты выполненных авторами данной статьи численных расчетов горелочного устройства с помощью двух моделей горения: модели распада вихря и модели тонкого ламинарного пламени частично перемешанной смеси.

Из рис. 1 видно, что модель тонкого ламинарного пламени частично перемешанной смеси более реалистично описывает факел пламени при умеренной скорости обтекания стабилизатора воздухом и успешно прогнозирует срыв пламени при высокой скорости обтекания стабилизатора воздухом, в то время как модель распада вихря приводит к нефизичным результатам.

Модель переноса ФПВ химического состава является альтернативой осреднению по Рейнольдсу уравнений сохранения химических компонентов и энергии. Вместо этого используются уравнения переноса для их одноточечной совместной ФПВ. Такая ФПВ пропорциональна доле времени, которое поток проводит в каждом из своих состояний, характеризующихся массовой долей химических компонентов, температурой и давлением. Она имеет $(N + 2)$ измерения в пространстве из N химических компонентов, температуры и давления. По ФПВ можно вычислить любой термохимический момент (например, осредненную или среднеквадратическую температуру, осредненную скорость реакции). Уравнение переноса ФПВ химического состава выводится из уравнений

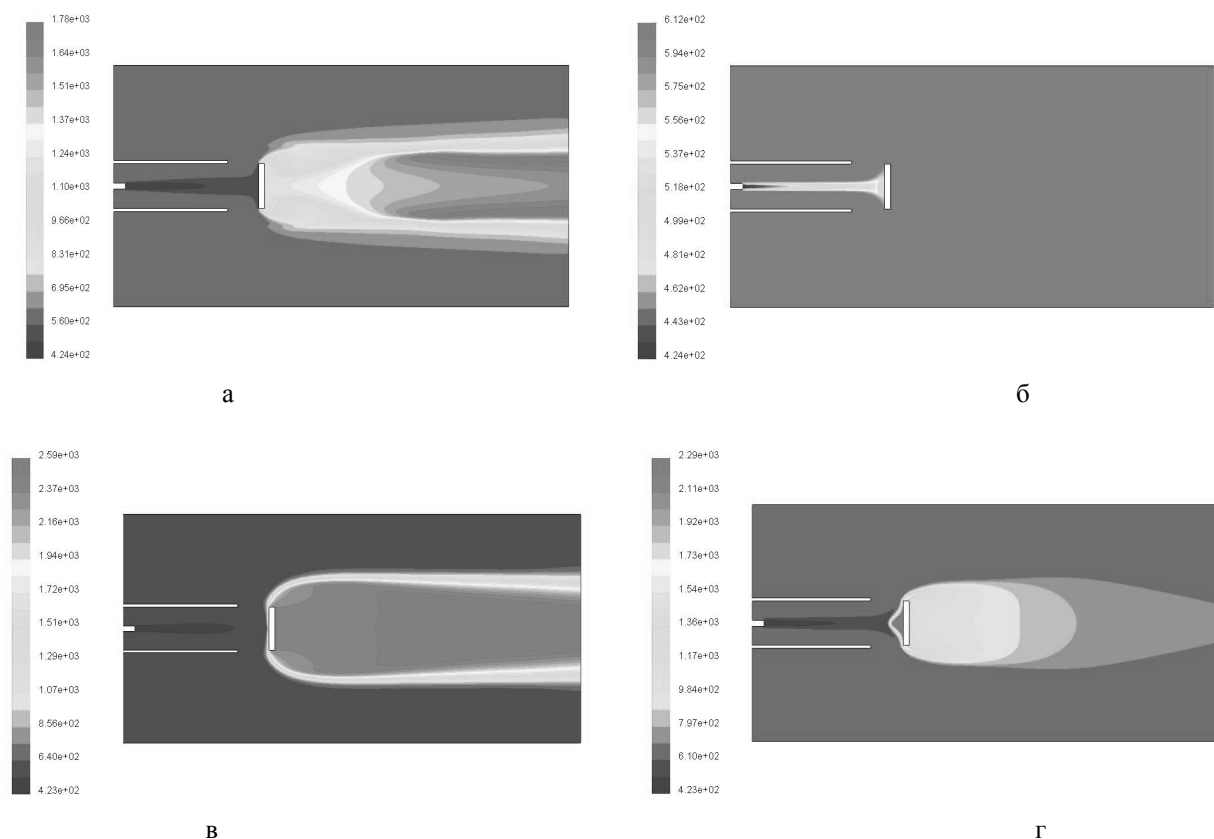


Рис. 1. Результаты численного моделирования срыва пламени в горелочном устройстве:

- а – модель тонкого ламинарного пламени частично перемешанной смеси; скорость воздуха 20 м/с;
 б – то же; скорость воздуха 200 м/с;
 в – модель разрушения вихря; скорость воздуха 20 м/с;
 г – то же; скорость воздуха 200 м/с

Навье-Стокса как [22]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho P) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i P) + \frac{\partial}{\partial \psi_k}(\rho S_k P) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\rho \langle u_i'' | \psi \rangle P \right] + \frac{\partial}{\partial \psi_k} \left[\rho \left\langle \frac{1}{\rho} \frac{\partial J_{i,k}}{\partial x_i} | \psi \right\rangle P \right], \quad (18)$$

где P – совместная по Фавру PDF химического состава; ρ – осредненная плотность континуума; u_i – осредненный по Фавру вектор скорости континуума; u_i'' – вектор флуктуации скорости континуума; S_k – скорость реакции для химического компонента k ; ψ – вектор пространства химического состава; $J_{i,k}$ – вектор потока молекулярной диффузии.

Обозначение $\langle \dots \rangle$ означает математическое ожидание, а $\langle A|B \rangle$ – условную вероятность события A при совершении события B .

В приведенном ниже уравнении (19) члены в левой части замкнуты, тогда как в правой – нет, и требуют моделирования. Первый член в левой части описывает нестационарную скорость изменения ПДФ, второй член – конвекцию осредненным полем скорости, третий – скорость химической реакции. Принципиальная сила данного подхода состоит в том, что сильно нелинейный реакционный член полностью замкнут и не требует никакого моделирования. Два члена в правой части представляют конвекцию скаляра турбулентностью (турбулентный поток скаляра) и молекулярную диффузию (смешение), соответственно. Член турбулентного потока скаляра не замкнут и моделируется с помощью подхода градиентной диффузии

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\rho \langle u_i'' | \psi \rangle P \right] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\rho S c_t} \frac{\partial P}{\partial x_i} \right). \quad (19)$$

Для моделирования переноса ФПВ химического состава требуется модель турбулентности, которая определяет μ_t .

Поскольку описаны одноточечные ФПВ, то требуется информация о соседних точках, а все градиентные члены, такие как молекулярное смешение, являются незамкнутыми и должны быть смоделированы. Модель смешения является критической, поскольку горение происходит в наименьших молекулярных масштабах, где диффундируют реагенты и теплота. В ФПВ-методах моделирование смешения является искусственной процедурой, что делает ее наиболее слабым звеном в подходе переноса ФПВ.

Решение уравнения переноса ФПВ (1) производится методом Монте-Карло, который идеально подходит для уравнений с большим числом измерений. Для этого вводится его аналогия со стохастическим дифференциальным уравнением, имеющим идентичное решение. Алгоритм Монте-Карло включает воображаемые частицы, которые перемещаются случайным образом сквозь физическое пространство вследствие конвекции частиц, а также сквозь пространство химического состава вследствие молекулярного смешения и химической реакции. Частицы обладают массой, и в среднем сумма масс частиц в ячейке равна массе ячейки (плотности ячейки, умноженной на ее объем). Процессы конвекции, диффузии и химической реакции моделируются методом дробных шагов.

Модель переноса ФПВ химического состава наиболее полно описывает реалистичную неравновесную химию в турбулентных пламенах. Недостатком метода является то, что он требует больших вычислительных ресурсов и вносит статистическую ошибку, которую необходимо контролировать.

На основании проведенного анализа можно сделать следующие выводы.

1. Прогресс в области вычислительной аэрогидродинамики открывает возможность математического моделирования процессов воспламенения и погасания пламени в КС ГТД на микроуровне путем чис-

ленного решения уравнений Навье-Стокса.

2. Некоторые аспекты проблемы прогнозирования пусковых и срывных характеристик КС ГТД (оценка влияния типа топлива, отыскание оптимального места установки источника зажигания и др.) могут быть решены в рамках «гибридного» подхода, предусматривающего предварительную декомпозицию КС на ряд физических подсистем, часть из которых моделируется на микроуровне (например, осредненное течение), а часть – на макроуровне (например, развитие искрового очага).

3. Перспективным направлением в совершенствовании методов прогнозирования пусковых и срывных характеристик КС ГТД является прямой численный расчет турбулентных реагирующих течений с использованием моделей горения, наиболее адекватно описывающих взаимодействие турбулентности и химической кинетики (например, модель, основанная на концепции распада вихря (EDC), модель тонкого ламинарного пламени частично перемешанных реагентов или модель переноса ФПВ химического состава).

4. Высокие требования к вычислительным ресурсам при моделировании процессов воспламенения и срыва пламени на микроуровне пока ограничивают область применения методов вычислительной аэрогидродинамики этапами детального проектирования и доводки КС ГТД.

Литература

1. Костюк В.Е., Кравченко И.Ф. Анализ современных подходов к прогнозированию пусковых и срывных характеристик камер сгорания ГТД. I. Макромоделирование // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 4 (12). – С. 48 – 55.
2. Норенков И.П. Введение в автоматизированное проектирование технических устройств и систем. – М.: Высш. шк., 1986. – 304 с.
3. Кислов О.В., Немыкин В.А. Программа расчета течения и горения однородной топливовоздушной смеси в камере сгорания прямоточного типа. –

М.: ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 1988. – 32 с.

4. Костюк В.Е. Программа расчета жидкой фазы газокapельного потока // Сборник алгоритмов и программ ХВВАИУ. – Х.: ХВВАИУ, 1988. – Вып. 4. – С. 24 – 42.

5. Ягодкин В.И., Фурлетов В.И. Методы и результаты экспериментальных и расчетных исследований пневматических форсунок и смесеобразования во фронтальных устройствах камеры сгорания. – М.: ЦИАМ, 2002. – 82 с. (Техн. отчет № 1616).

6. Anand M.S., Priddin C.H. Combustion CFD – a Key Driver to Reducing Development Cost and Time // 15th International Symposium on Airbreathing Engines (XV ISABE). – Bangalore, India, September 2 – 7, 2001. – (ISABE-2001-1087).

7. Advanced combustion code: Overall description, prediction of a jet diffusion flame and combustor flowfields / A.K. Tolpadi, C. Prakash, H. Hura, H.C. Mongia // ASME Paper 98-GT-229. – 1998.

8. Liu, Nan-Suey. NCC – A modeling and simulation tool for combustion systems // ASME/IGTI Turbo Expo 2000 Panel.

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

10. Костюк В.Е., Кудринский В.З. Математическая модель розжига камеры сгорания ГТД // Материалы 4-й НТК. – Х.: ХВВАИУ, 1988. – С. 132 – 137.

11. Методика расчетно-экспериментального исследования розжига камеры сгорания ГТД / В.Е. Костюк, Ю.Н. Нечаев, С.В. Тарханов, В.З. Кудринский // Процессы и характеристики авиационных двигателей. – М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1989. – С. 213 – 225.

12. Костюк В.Е., Кудринский В.З. Численное исследование характеристик высотного запуска камеры сгорания ТРДД ПС-90А // Научно-методические материалы по теории авиационных двигателей. – Х.: ХВВАИУ, 1989. – Вып. 8. – С. 3 – 20.

13. Ballal D.R., Lefebvre A.H. General Model of Spark Ignition for Gaseous and Liquid Fuel/Air Mixtures // Proc. 18th Symposium (International) on Com-

bustion. – 1981. – P. 1737 – 1746.

14. Rizk N.K., Mongia H.C. Three-Dimensional Combustor Performance Validation With High-Density Fuels // J. Propulsion and Power. – 1990. – Vol. 6, № 5. – P. 660 – 667.

15. Mongia H.C. A Synopsis of Gas Turbine Combustor Design Methodology Evolution of Last 25 Years // 15th International Symposium on Airbreathing Engines (XV ISABE), Bangalore, India, September 2–7, 2001. (ISABE 2001-1086).

16. Predicting Ignition Performance for Altitude Relight / V. Quintilla, M. Cazalens, R. Lecourt, G. Lavergne, R. Lecourt // 15th International Symposium on Airbreathing Engines (XV ISABE), Bangalore, India, September 2–7, 2001. (ISABE-2001-1067).

17. Magnussen B.F., Hjertager B.H. On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. In 16th Symp. (Int'l.) on Combustion. The Combustion Institute, 1976.

18. Magnussen B.F. On the Structure of Turbulence and a Generalized Eddy Dissipation Concept for Chemical Reaction in Turbulent Flow. Nineteenth AIAA Meeting, St. Louis, 1981.

19. Bray K.N., Peters N. Laminar Flamelets in Turbulent Flames // Turbulent Reacting Flows / P. A. Libby and F. A. Williams, editors, Academic Press, 1994. – P. 63 – 114.

20. Zimont V. Gas Premixed Combustion at High Turbulence. Turbulent Flame Closure Model Combustion Model // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2000. – No. 21. – P. 179 – 186.

21. Zimont V.L., Lipatnikov A.N. A Numerical Model of Premixed Turbulent Combustion of Gases. // Chem. Phys. Report. – 1995. – No. 14 (7). – P. 993 – 1025.

22. Pope S.B. PDF Methods for Turbulent Reactive Flows // Progress Energy Combustion Science. – 1985. – No. 11. – P. 119.

Поступила в редакцию 25.05.2004

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

УДК 621.452.3.037.015.2

В.П. ГЕРАСИМЕНКО¹, Ю.А. АНИМОВ²¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина²Казенное предприятие "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Украина

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ КОМПРЕССОРА В УСЛОВИЯХ ПЕРИОДИЧЕСКИХ ВОЗМУЩЕНИЙ ПОТОКА

Рассмотрены условия нарушения газодинамической устойчивости систем с компрессором при наличии периодических возмущений потока. Записаны основные уравнения, характеризующие поведение таких систем. Предложен алгоритм расчета объема ресивера для обеспечения устойчивой работы компрессора турбонаддува двигателя внутреннего сгорания.

газодинамическая устойчивость, компрессор, турбонаддув, двигатель внутреннего сгорания, периодические возмущения потока, ресивер, акустический импеданс

Обеспечение устойчивой работы авиационных газотурбинных двигателей (ГТД), турбонаддувочных агрегатов двигателей внутреннего сгорания (ДВС), газоперекачивающих агрегатов (ГПА) и других систем с осевым или центробежным компрессором – одна из сложных задач газовой динамики.

Несмотря на сравнительно большое количество публикаций по газодинамической неустойчивости компрессоров многие вопросы остаются нерешенными. К числу таких вопросов относятся: определение условий нарушения устойчивости ГТД при наличии значительных возмущений потока; изучение механизма нарушения устойчивости многоступенчатого осевого компрессора или систем ГПА с последовательно или параллельно-работающими нагнетателями; выявление роли акустического импеданса гидравлической сети при нарушении устойчивости компрессора; возникновение помпажа компрессора в ДВС с турбонаддувом при малом числе цилиндров и другие.

Определение условий нарушения устойчивости газовых систем с компрессором малыми возмущениями сводится к сравнительно несложным решениям, особенно при анализе фазового портрета системы [1]. Решение усложняется при наличии пульсаций потока во всасывающем или нагнетательном трубопроводе, которые могут усиливаться или ос-

лабляться компрессором [2]. Результирующие пульсации могут быть также смягчены изменением колебательной характеристики присоединенного к компрессору трубопровода. Известно, что помпажные колебания могут быть ослаблены или полностью устранены уменьшением объема присоединенного к компрессору трубопровода. В то же время присоединенные объемы часто используют как аккумуляторы массы газа при периодических изменениях расхода для демпфирования колебаний давления [3 – 5]. Важным остается определение присоединенного объема ресивера при колебаниях, например в ДВС.

Причинами колебаний в системах с компрессором могут быть: помпаж, пульсационное горение и акустические колебания в камерах сгорания ГТД, циклическая работа ДВС [4], последовательное или параллельное соединение газомотокомпрессоров и центробежных нагнетателей в газотранспортных системах, стоячие волны в трубопроводах и др. При изучении подобных явлений необходим учет как гидравлических, так и акустических свойств системы трубопроводов [2, 5]. Анализ условий нарушения газодинамической устойчивости позволяет выявить важные особенности при наличии периодических возмущений потока [2].

Целью данной статьи является изучение поведе-

ния систем с компрессором при нарушении устойчивости течения в условиях периодических возмущений.

Внешние пульсации потока, как источник возмущений, обычно приводят к преждевременному помпажу компрессора. Даже при отсутствии внешних источников пульсаций в системах трубопроводов часто наблюдаются низкочастотные колебания потока, способные привести к усталостному разрушению элементов проточной части компрессора и сильным вибрациям трубопроводов. Пульсации потока высокого уровня могут иметь частоты в диапазоне от менее одного до нескольких сотен герц. Причем эти частоты не связаны гармонически с частотой вращения ротора компрессора и соответствуют обычно одному из основных акустических резонансов систем трубопроводов, характерных для стоячей волны, которая может проходить параллельно компрессору или через него. В случае размещения компрессора в точке максимальной скорости (минимального давления) этой волны уровни пульсаций достигают максимальной величины вследствие акустического резонанса. Поэтому следует избегать таких ситуаций, особенно в системах трубопроводов с высокими значениями акустического импеданса [2]. Если же компрессор подсоединен к трубопроводу в точке минимальной скорости стоячей волны, то реактивный импеданс достигает максимального значения, что способствует демпфированию колебаний. Фазовый сдвиг между изменениями давлений и скоростей при резонансе несколько видоизменяет отмеченные эффекты.

Для газа, как среды, свойственны только продольные волны. Колебательную систему, состоящую из компрессора, трубопроводов, ресивера и дросселя, можно описать дифференциальным уравнением второго порядка с правой частью, характеризующей источник периодических возмущений

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\alpha \frac{dx}{dt} + \beta \cdot x = P_0 e^{i\Omega t}, \quad (1)$$

где x – продольная координата, определяющая массовый расход газа; t – время;

α и β – коэффициенты, характеризующие демпфирование и упругость (жесткость) системы, соответственно;

$i = \sqrt{-1}$; e – основание натурального логарифма;

P_0 и Ω – начальное значение возмущений силы и ее циклическая частота соответственно.

Решение этого уравнения для колебательной системы с продольными гармоническими колебаниями среды имеет вид:

$$x = A_0 e^{-\alpha t} \sin(\omega t + \varphi_0) + A_1 \sin(\Omega t - \varphi_1), \quad (2)$$

где A_0 и A_1 – начальные амплитуды колебаний и возмущающей силы, соответственно;

$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - \alpha^2}$ – собственная циклическая частота диссипативной системы;

$\omega_0 = \sqrt{\beta}$ – частота свободных колебаний при отсутствии демпфирования;

φ_0 – начальная фаза колебаний;

$\varphi_1 = \arctg 2\Omega\alpha / (\omega_0^2 - \Omega^2)$ – сдвиг фаз между колебанием и возмущающей силой.

Соотношение между частотами ω и Ω определяет условия резонанса, а величина демпфирования α – уровень колебаний. Обычно принимают $\omega \approx \omega_0$. При $\Omega = \omega_0$ достигается резонанс системы и при отсутствии демпфирования ($\alpha = 0$) амплитуда колебаний устремляется в бесконечность. Наличие демпфирования позволяет уменьшить амплитуду колебаний и сгладить резонансы. При $\alpha \geq \omega_0 / \sqrt{2}$ резонансы полностью исчезают.

В реальных системах при $\Omega \gg \omega_0$ по истечении некоторого промежутка времени после начала вынужденных колебаний амплитуда колебаний системы определяется вторым слагаемым в правой части решения (2), т.е. параметрами периодической возмущающей силы. Наличие возможности управ-

лять величинами α , β и соотношением между частотами ω_0 и Ω позволяет уменьшить амплитуду колебаний системы. Увеличением коэффициента демпфирования α и уменьшением упругости среды β можно устранить или сгладить колебания. В частности, согласно теории малых возмущений при $\beta < 0$ наблюдается статическая неустойчивость, а при $\alpha < 0$ – динамическая [1].

Условием потери статической устойчивости при малых возмущениях является также равенство углов наклона характеристик компрессора и гидравлической сети, а динамической устойчивости – достижение максимума на напорной характеристике компрессора. При периодических возмущениях условия другие и зависят от динамической переходной характеристики системы [2], которая обуславливает усиление пульсаций при одних частотах и ослабление их при других. Важную роль в нарушении устойчивости играет не только гидравлическое (активное) сопротивление сети трубопроводов с дросселем, пропорциональное квадрату скорости потока, но и акустический импеданс – волновое (реактивное) сопротивление, пропорциональное скорости в первой степени. Причем, наклон прямой акустического импеданса зависит от частоты колебаний, а помпаж в компрессоре наблюдается при частоте, соответствующей наименьшему импедансу его сети.

Таким образом, при наличии пульсаций потока в системе "компрессор - сеть" устойчивость нарушается правее максимума на напорной характеристике компрессора из-за проявления реактивного сопротивления – граница помпажа смещается вправо. Однако характер пульсаций потока может стать определяющим в развитии колебаний. Для описания этих колебаний необходимы связи изменений параметров газа.

Параметры газа при возмущениях по волновому уравнению изменяются (без учета трения)

$$\square Y' = 0, \quad (3)$$

где $\square = \Delta - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2}$ – оператор Даламбера;

Δ – оператор Лапласа;

a – скорость звука;

$Y = c, \rho, p, \varphi$;

c – скорость потока;

ρ – плотность газа;

p – давление;

φ – потенциал скорости.

Штрих возле параметра обозначает возмущение – отклонение от среднего значения.

Интегрирование уравнения импульса по продольной координате дает

$$p' = -\rho \frac{\partial \varphi}{\partial t}.$$

Для адиабатического процесса ($p/\rho^k = \text{const}$) можно записать:

$$p' = \rho' a^2; \quad p' = \rho a c'; \quad p' = \rho c' / a,$$

где ρa – удельное волновое сопротивление – акустический импеданс имеет определяющее значение в условиях быстрого изменения параметров, в частности, при гашении колебаний.

Представленный анализ свидетельствует о возможности сглаживания или устранения колебаний в гидравлической системе с компрессором, обеспечивая тем самым увеличение диапазона его устойчивой работы. Один из способов реализации такой возможности исследован авторами применительно к трехцилиндровому двухтактному дизелю 3ТД 12/2×12 мощностью 441 кВт с прямоточной продувкой и приводным турбокомпрессором с максимальной степенью повышения давления $\pi_k = 4,0$. Периодичность открытия продувочных окон цилиндров дизеля равна 120° поворота коленчатого вала, а продолжительность их открытого состояния составляет 116° , т.е. в моменты времени, соответствующие 4° поворота коленчатого вала, расход воздуха через дизель равен нулю. При таких условиях компрессор должен работать неустойчиво.

Поэтому необходимо предусмотреть присоединенный ресивер для аккумуляции воздуха в указанные моменты времени. В исходной конструкции дизеля объем воздушного ресивера равен 6 дм³. Вследствие циклического отбора воздуха цилиндрами двигателя амплитуда колебаний давления в ресивере на режиме номинальной мощности, достигала 0,04 МПа. Для обеспечения устойчивой работы компрессора при столь интенсивных возмущениях потребовался запас устойчивости в испытаниях не менее 23%, что сопровождалось значительным снижением его КПД. Поэтому необходимо было рассчитать минимальный объем ресивера, обеспечивающий устойчивую работу компрессора при запасе устойчивости 8%, при котором он работает в области максимума КПД.

Согласно уравнению неразрывности

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \nabla c = 0, \quad (4)$$

и с учетом того, что $\frac{d\rho}{dt} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + c \nabla \rho = 0$ и $\nabla(\rho c) = \rho \nabla c + c \nabla \rho$, где ρ – плотность воздуха; c – вектор скорости; ∇ – оператор Гамильтона; t – время, зависимость изменения расхода воздуха в ресивере от его объема и изменения плотности в режиме аккумуляции (стока) можно определить

$$G_1 - G_2 = V_p \cdot \frac{d\rho_p}{dt}, \quad (5)$$

где G_1 и G_2 – расходы воздуха на входе и выходе из ресивера;

V_p – объем ресивера;

ρ_p – плотность воздуха в ресивере.

При политропном изменении параметров воздуха в ресивере

$$\Delta G_p = G_1 - G_2 = \frac{V_p}{n} \cdot \frac{\rho_p}{p_p} \cdot \frac{dp_p}{dt}, \quad (6)$$

где n – показатель политроны;

p_p – давление в ресивере.

Отсутствие подвода энергии к воздуху в ресивере

и незначительность гидравлических потерь ввиду малых скоростей течения в нем позволяет принять показатель политроны равным показателю адиабаты и записать уравнение (6) в виде

$$\Delta G_p = \frac{V_p}{k} \cdot \left(\frac{\rho}{p} \right)_p \cdot \frac{dp_p}{dt} = \frac{V_p}{a_p^2} \cdot \frac{dp_p}{dt}, \quad (7)$$

где k – показатель адиабаты; a_p – скорость звука в ресивере.

Из уравнений (5) – (7) видно, чем более сжимаемая среда или быстрое изменение во времени плотности воздуха или давления в ресивере, тем меньший требуется объем ресивера при одинаковой разности расходов воздуха на входе и выходе из него.

Расчеты выполнялись при частоте вращения коленчатого вала $n = 2500 \text{ мин}^{-1}$ с использованием экспериментальных средних значений расхода воздуха через двигатель и давления перед и за компрессором, а также мгновенных значений давления в ресивере. Определялся минимально необходимый объем ресивера за компрессором, обеспечивающий его устойчивую работу в системе двигателя с запасом устойчивости 8%, при помощи выражения (7). При этом изменение давления в ресивере подсчитывалось как $dp_p/dt = dp_p/dG_p \cdot dG_p/dt$, где величина dp_p/dG_p находилась по характеристике компрессора, пересчитанной к виду $P_k = f(G_k)$ по параметрам воздуха за компрессором, рис. 1; dG_p/dt – скорость изменения расхода воздуха через ресивер.

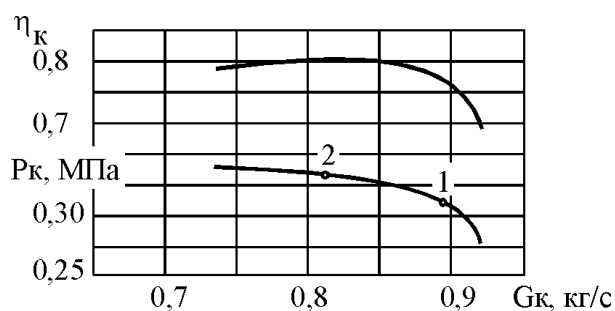


Рис. 1. Характеристики компрессора дизеля 3ТД: 1 – рабочая точка при $V_p = 6 \text{ дм}^3$; 2 – рабочая точка при $V_p = 35 \text{ дм}^3$

Ввиду того, что скорость изменения расхода воздуха через ресивер определяется разностью скоростей притока и оттока массы через входное и выходное отверстия, а скорость изменения давления, кроме того, – скоростью звуковой волны в ресивере, то предполагая, что на выходном отверстии эти скорости определяются в основном характером перекрытия продувочных окон, т.е. режимом работы двигателя, а поэтому остаются одинаковыми независимо от объема ресивера, как и скорость звука в нем, тогда используя уравнение (7) можно записать

$$V_{p2} = V_{p1} \cdot \frac{\Delta G_{p2}}{\Delta G_{p1}} \cdot \frac{(dp_k / dG_k)_1}{(dp_k / dG_k)_2}, \quad (8)$$

где индексом 1 обозначены параметры на режиме испытанного двигателя при 23% запасе устойчивости компрессора и объеме ресивера $V_{p1} = 6 \text{ дм}^3$, а индексом 2 – параметры для условий уменьшенного запаса устойчивости до 8%; $\Delta G_{p1} = 0,67 \text{ кг/с}$ и $\Delta G_{p2} = 0,78 \text{ кг/с}$ – значения расходов воздуха, которые должны аккумулироваться в ресивере согласно характеристике компрессора при полном закрытии продувочных окон двигателя в указанных двух случаях, и $(dp_k / dG_k)_1 / (dp_k / dG_k)_2$ – отношение наклонов характеристики, равное примерно 5,0. Полученный по формуле (8) объем ресивера, обеспечивающий устойчивую работу компрессора в системе двигателя ЗТД 12/2×12 при запасе устойчивости 8%, составляет $V_{p2} = 35 \text{ дм}^3$.

Из формулы (8) видно, что чем больший наклон ниспадающей ветви напорной характеристики компрессора, тем меньший требуется объем ресивера для демпфирования пульсаций потока.

Таким образом, выполненное исследование условий нарушения газодинамической устойчивости компрессора при наличии периодических возмущений применительно к системе турбонаддува поршневого двигателя позволило установить связь объе-

ма ресивера и скорости звука в нем, крутизны ниспадающей ветви напорной характеристики компрессора в режимной точке и скорости изменения расхода воздуха, а также задаваемого запаса устойчивой работы компрессора. Устойчивость системы "компрессор - сеть" определяется как ее демпфирующими свойствами, так и упругими свойствами среды. При вынужденных периодических колебаниях устойчивость системы зависит также от соотношения собственных и вынужденных частот, определяющих возможность резонансов.

В дальнейших исследованиях целесообразно также изучить влияние конструктивных мероприятий на форму характеристики компрессора.

Литература

1. Герасименко В.П. К повышению устойчивости газовых систем с компрессором // *Авіац.-косм. техніка і технологія*. – Х.: ХАІ. – 2001. – Вип. 23. Двигуни та енергоустановки. – С. 45.
2. Sparks C.R. On the transient in tradition of centrifugal compressors and their piping systems // *Trans of the ASME. Journal of Engineering for power*. – Oct., 1983. – Vol. 105. – P. 851 – 901.
3. Streeter V. Unsteadily flow calculations by numerical methods // *ASME paper № WA/FE-13*. – 1971. – 9 p.
4. Гаврилов А.А. Процессы теплообмена в двухцилиндровом дизеле с турбонаддувом // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. – 2000. – № 2. – С. 24 – 27.
5. Колебания и вибрации в поршневых машинах / Ю.А. Видякин, Т.Ф. Кондратьева, Ф.П. Петрова, А.Г. Платонов. – Л.: Машиностроение, 1972. – 224 с.

Поступила в редакцию 28.05.2004

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков; д-р техн. наук, проф. И.И. Капцов, УкрНИИгаз, Харьков.

УДК 621.44.533.697

В.М. ЛАПОТКО, Ю.П. КУХТИН*Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина*

РЕЗУЛЬТАТЫ ГАРМОНИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ВОЗБУЖДАЮЩИХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ПРОФИЛИ ЛОПАТОК И СТОЕК ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ТУРБИНЫ

Результаты расчетов, представленных в данной работе, показывают, что спектр нестационарных сил, действующих на профили лопаток и стоек экспериментальной турбины, наряду с составляющими по основной частоте nZ , содержит зачастую низкочастотные составляющие, обусловленные нестационарностью и срывом потока. Эти низкочастотные составляющие могут стать причиной резонансных колебаний лопаточных аппаратов и вибраций узлов турбоустановки.

нестационарное течение, абсолютная система координат, нестационарные силы, гармонический анализ, низкочастотные колебания

Введение

Прогресс в развитии современных турбомашин характеризуется использованием высоконагруженных ступеней с высокими удельными параметрами, малыми размерами и весом. При создании таких турбомашин существенно обостряется проблема обеспечения их надежности и долговечности. Ведь элементы газодинамического тракта – рабочие и направляющие лопатки, профили стоек, имеющие свои собственные частотные характеристики, нагружены переменными во времени силами. Частотные характеристики и амплитуды этих нагрузок определяются результатом нелинейного взаимодействия составных элементов лопаточной машины. К тяжелым последствиям может привести явление резонанса, имеющее место при совпадении собственных частот колебаний с частотами приложенных нестационарных сил.

Чтобы избежать этого и подобных ему негативных явлений, необходимо еще на стадии проектирования узлов турбомашины проведение их систематических исследований в условиях, близких к реальным.

Большой интерес представляет возможность оценки влияния того или иного элемента узла на

частотный спектр возникающих нестационарных сил. Особую же значимость приобретает возможность прогнозирования низкочастотных колебаний, обусловленных срывными явлениями в турбомашинах.

В связи с этим является актуальным разработка численного метода, позволяющего рассчитать и подвергнуть спектральному анализу нестационарные газодинамические силы, действующие на профили лопаток и стоек турбомашины.

Предметом исследования, результаты которого представлены в данной работе, являлась экспериментальная выхлопная система турбовального двигателя, включающая в себя ступень силовой турбины, профили стоек и выхлопное сопло (рис. 1, 2).

Газодинамические параметры, определяющие режим работы исследуемого узла, были следующие: $n = 38942$ об/мин; $P^* = 234700$ Па; $T^* = 1131$ К; $P_a = 101357$ Па; $T_a = 288$ К; $\alpha = 17,0^\circ$; $\kappa = 1,33$; $R = 287,0$ Дж/кг·К. Число Рейнольдса, определенное по общей осевой протяженности расчетной области, изотермической скорости звука $\sqrt{RT_a}$, физической вязкости среды на выходе устройства составило 8260000,0.

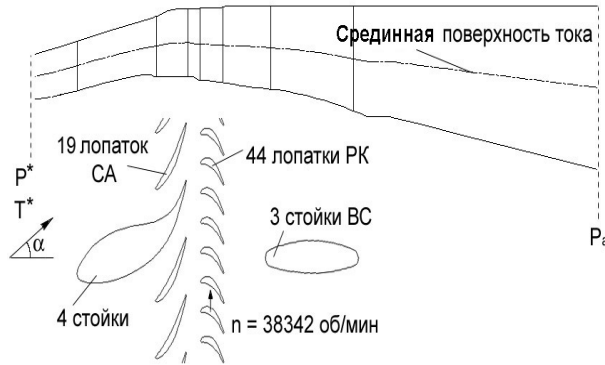


Рис. 1. Конфигурация тракта и фрагмент раз- вертки срединной поверхности тока

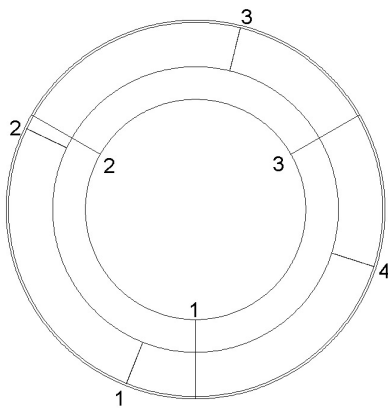


Рис. 2. Расположение выходных кромок профи- лей стоек соплового аппарата (СА) и профилей стоек выхлопной системы (ВС) – вид по полету

Как видно из рис. 1 и 2, особенностью рассмат- риваемой схемы узла турбины являлась сложная конструкция СА, включающего в себя 4 профиля широкохордных, толстопрофильных стоек. На входе в ВС турбомашины после рабочего колеса (РК) располагались 3 профиля стоек. Окружное распо- ложение всех этих стоек не являлось симметричным (рис. 2).

1. Выбор метода исследования

При проектировании турбомашины приходит- ся всесторонне анализировать различные вариан- ты компоновочных схем на возможность возник- новения негативных явлений, связанных с коле- баниями и вибрациями отдельных элементов

тракта. Для эффективного решения этой пробле- мы необходимо создание комплексной вычисли- тельной системы, моделирующей работу отдель- ных узлов турбомашины в условиях, близких к реальным.

Однако, современный уровень развития чис- ленных методов и вычислительной техники не позволяют все еще при решении поставленной задачи опираться на описание пространственного течения вязкого газа. Говоря о низком уровне раз- вития численных методов, авторы имеют ввиду отсутствие достаточно эффективных методов описания пространственного нестационарного течения вязкого газа в ступени без потери точно- сти на стыках расчетных сеток.

Еще более усугубляется проблема выбора ме- тода широтой исследуемого диапазона времени. Для решения поставленной задачи – исследования спектра нестационарных сил течение газа должно быть рассчитано в трех полных венцах. А учиты- вая возможность возникновения низкочастотных колебаний газа, обусловленных срывными режи- мами течения, требуется проводить аэродинами- ческий расчет системы трех полных венцов в те- чение нескольких оборотов ротора.

Руководствуясь изложенными соображениями, авторы ограничились исследованием 2-d неста- ционарного течения вязкого газа в слое перемен- ной толщины на переменном радиусе. В качестве инструмента исследования использовался метод отслеживания струй тока (МОСТ), позволяющий проводить многовариантные расчеты таких тече- ний с приемлемыми издержками по времени [1].

В основу предложенного метода положено численное решение с помощью консервативной разностной схемы общих нестационарных урав- нений, записанных в виде законов сохранения для вязкого теплопроводного газа [2].

Процессы тепломассообмена, обусловленные молекулярным и турбулентным движениями среды,

имитировались источниками и стоками массы, импульса и энергии. Определение интенсивностей этих источников и стоков предполагает использование достижений кинетической теории газов и современных моделей турбулентности [3].

Отличительной чертой разностной схемы являлось использование подвижных, так называемых лагранжевых сеток. Лагранжевые сетки – это ориентированные в направлении течения бесконечно тонкие, невесомые и непроницаемые для основного потока поверхности. Такие поверхности являются проницаемыми лишь для молей среды, которые имитируют диффузию, обусловленную физической вязкостью и турбулентным движением среды.

Разработанный универсальный алгоритм обеспечивает как совпадение лагранжевых поверхностей с поверхностями раздела струй тока, так и выполнимость для каждого элемента расчетной области законов сохранения, записанных в переменных Эйлера. По сути такой подход сочетает в себе черты как лагранжева, так и эйлера представлений. Поэтому эффективность данного метода приближается к эффективности эйлеровых алгоритмов.

Хорошо адаптированный для расчета нестационарных течений газа в решетках турбомашин этот метод позволяет проводить интегрирование исходной системы уравнений в единой (как в абсолютной, так и в относительной) системе координат для всех взаимодействующих решеток. Такой подход позволил устранить негативный эффект – «мазание» параметров на линиях стыковки сеток. Что особенно важно при исследовании нестационарных течений в турбомашинах, где наряду с потенциальной неравномерностью поля параметров, присутствует не менее интенсивная следовая неравномерность параметров.

2. Обсуждение результатов расчетов

В результате проведенных расчетов получены нестационарные поля параметров, характеризующих

течение газа в трех взаимодействующих венцах. Фрагменты мгновенных полей, турбулентной вязкости, связанного с потерями параметра энтропии, представлены на рис. 3 и 4.

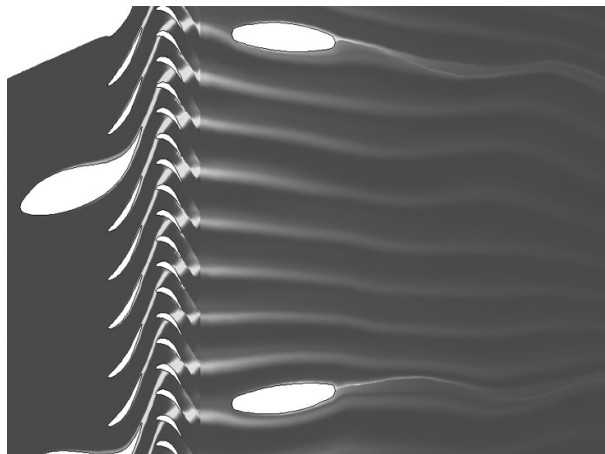


Рис. 3. Фрагмент поля турбулентной вязкости в фиксированный момент времени

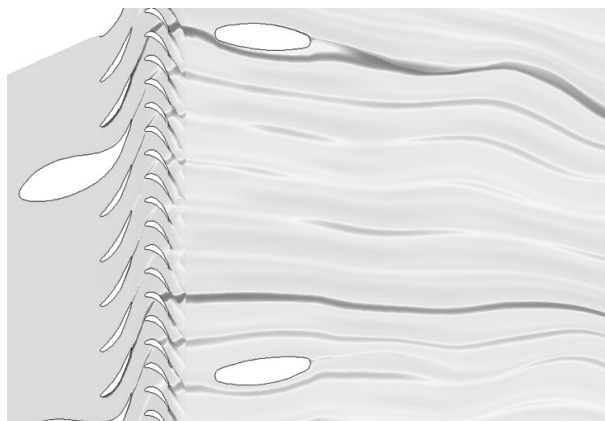


Рис. 4. Фрагмент поля параметра энтропии в фиксированный момент времени

Из анализа картины течения, представленной на рисунках, видно, что ближайшая к стойке со стороны корыта лопатка СА имеет толстый пограничный слой по всей длине спинки. Потери полного давления, отнесенные к перепаду давления в этом венце, составили 5%. Отсюда следует целесообразность перепрофилирования зон сопряжения стоек и лопаток СА.

Нестационарную картину течения вязкого газа в данном узле экспериментальной турбоустановки можно представить, если посмотреть анимационный

фильм развития во времени поля параметра энтропия, составленный по результатам расчетов. С указанным фильмом можно познакомиться на сайте: http://flow_gd.tripod.com.

Однако основной целью проводимых исследований являлся спектральный анализ нестационарных сил, приложенных к отдельным элементам турбоустановки.

Амплитуды нестационарных сил, действующих на лопатки и стойки СА, составили $\approx 5 \div 8\%$ от их осредненных значений, что свидетельствует об отсутствии заметного влияния вверх по потоку лопаток РК.

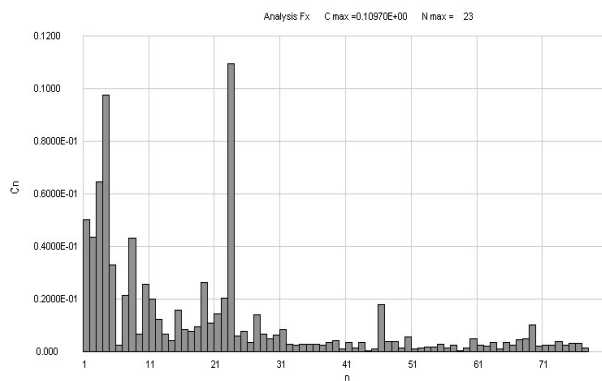


Рис. 5. Спектральная характеристика возбуждающих сил, действующих на лопатки РК (осевая составляющая)

Амплитуды нестационарных сил, приложенных к лопаткам РК, составили $\approx 28 \div 30\%$ от их осредненных значений. Спектр гармоник этих нестационарных сил (рис. 5, 6) характеризуется как присутствием высокочастотных гармоник, вызванных расположенными выше по потоку лопатками СА, так и гармоник, обусловленных интегрированными в СА профилями стоек. Результаты анализа спектрограмм нестационарных сил, действующих на рабочие лопатки, показали, что наряду с составляющими на основной следовой частоте nZ , присутствуют также низкочастотные составляющие, происхождение которых можно объяснить нестационарностью и срывными режимами обтекания лопаток.

Амплитуды нестационарных сил, действующих на стойки ВС, составили $\approx 150 \div 200\%$ их средних значений. Спектры гармоник этих нестационарных сил представлены на рис. 7 и 8.

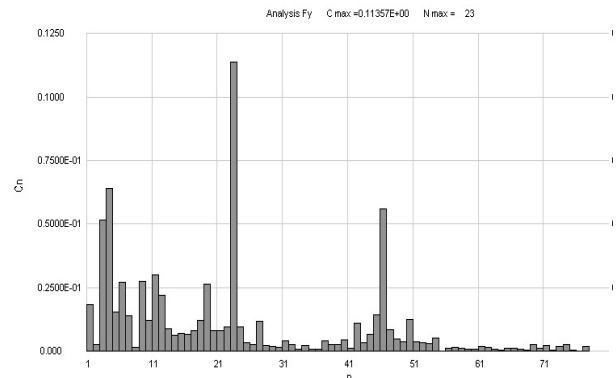


Рис. 6. Спектральная характеристика возбуждающих сил, действующих на лопатки РК (окружающая составляющая)

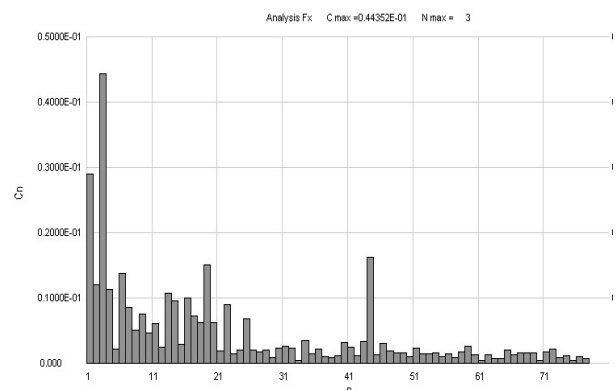


Рис. 7. Спектральная характеристика нестационарных сил, действующих на стойки ВС (осевая составляющая)

Наряду с высокочастотными источниками возмущений, которыми являются вышестоящие по потоку лопатки РК, в спектре гармоник присутствует также низкочастотный источник возмущения, природа которого кроется в периодическом срыве вихрей (дорожка Кармана) в кормовой части стоек.

Таким образом, результаты расчетов, представленных в данной работе, показывают, что спектр нестационарных сил наряду с составляющими на основной частоте nZ содержат зачастую низкочас-

тотные составляющие, обусловленные срывом потока (рис. 9).

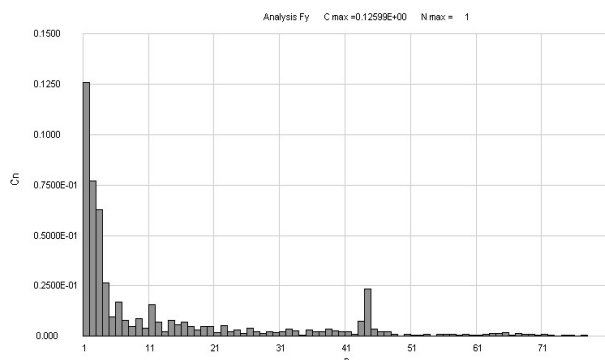


Рис. 8. Спектральная характеристика нестационарных сил, действующих на стойки ВС (окружная составляющая)

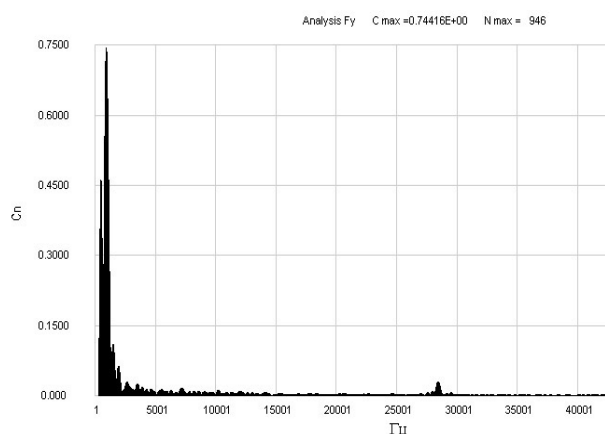


Рис. 9. Спектральная характеристика нестационарных сил, действующих на стойки ВС (низкочастотные составляющие)

Эти низкочастотные составляющие могут стать причиной резонансных колебаний и вибраций узлов турбоустановки.

Заключение

Обратим внимание на то, что в приведенном выше расчете не потребовалось вводить каких-либо ограничений, связанных с кратностью лопаток. Венцы рассчитывались с реально существующим трактом и максимально приближенной к реальности геометрией лопаток.

Для ≈ 100000 элементов расчетной сетки, покрывающей область исследования, состоящую из трех полных венцов, расчет на ПК Pentium IV 1,8 ГГц длился ≈ 30 часов. При этом после достижения периодической повторяемости течения был пройден интервал времени, эквивалентный времени совершения 10 оборотов ротора рабочего колеса.

Полученные расчетным путем спектрограммы возбуждающих сил могут быть использованы совместно со спектрограммами собственных частот колебаний элементов турбоустановки для исключения неблагоприятных режимов работы.

Наиболее перспективными направлениями дальнейших исследований, по-видимому, будут являться аналогичные работы по гармоническому анализу нестационарных сил, действующих на колеблющиеся профили лопаток и стоек. Разработанный метод позволяет проводить исследования таких сопряженных задач.

Литература

1. Лапотко В.М., Кухтин Ю.П. Преимущества использования подвижных, лагранжевых сеток при численном моделировании течений сплошных сред // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: ХАИ, 2000. – Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 88 – 92.
2. Мунштуков Д.А. Дивергентные формы уравнений, описывающих движение среды в турбомашинах (учебное пособие). – Х.: ХАИ, 1995. – 73 с.
3. Лапотко В.М., Кухтин Ю.П. Модель и метод расчета турбулентных течений вязкого теплопроводного газа // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2003. – Вып. 41/6. – С. 65 – 68.

Поступила в редакцию 01.06.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Е.А. Егоров, Запорожский государственный технический университет, Запорожье.

УДК 621.438.001 2 (02)

Н.Ф. МУСАТКИН, В.М. РАДЬКО, А.Д. БАЛАХОНОВ

Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва, Российская Федерация

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ КОЛЕС АКТИВНЫХ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ МИКРОТУРБИН

Приведена методика определения геометрических параметров профилей лопаток рабочих колес на основании результатов газодинамического расчета ступени активной центроостремительной микротурбины.

центроостремительная микротурбина, рабочее колесо, решетка, контур, спинка, корытце, кромка, угол заострения, конструктивный угол, кинематический угол потока, число Маха, число Рейнольдса

Введение

Стремление к автоматизации процесса газодинамического проектирования центроостремительных микротурбин (ЦСМТ) предполагает наличие геометрических моделей соплового аппарата (СА) [1] и рабочего колеса (РК).

1. Формулирование проблемы

Построение геометрии лопаточных венцов РК во многом зависит от принятой схемы формирования контуров спинки и корытца профилей лопаток, что обусловлено невозможностью обеспечения постоянства ширины a_i межлопаточных каналов по высоте лопатки вследствие естественной веерности. С другой стороны, в решетках РК кинематические углы потока β_1 на входе и β_2 на выходе примерно одинаковы, поскольку степень реактивности для ступеней ЦСМТ, как правило, близка к нулю.

По этой причине широко известные и хорошо зарекомендовавшие себя способы доминирующей кривизны [2] или "гиперболических спиралей" [3] – непригодны для случая построения контуров спинки и корытца РК ЦСМТ.

Тем не менее, необходимость полной автоматизации процесса газодинамического проектирования ЦСМТ в целом требует создания других способов формирования контуров спинки и корытца, аналогичных приведенным в работе [3].

2. Решение проблемы. Определение конструктивно-геометрических параметров РК ЦСМТ

В данной статье описана геометрическая модель рабочего колеса, построенная по принципу соединения входных и выходных кромок профилей лопаток окружностями, исключающая коррекцию исходных данных и позволяющая решить поставленную задачу.

По результатам газодинамического расчета считаются известными следующие геометрические характеристики РК:

1. Диаметр на входе в рабочее колесо $D_1 = 2 \cdot R_1$;
2. Диаметр на выходе из рабочего колеса $D_2 = 2 \cdot R_2$;
3. Угловой шаг решетки лопаток Θ ;
4. Конструктивный угол на входе в РК $\beta_{1л}$;
5. Конструктивный угол на выходе из РК $\beta_{2л}$;
6. Минимальное расстояние между соседними лопатками – «горло» межлопаточных каналов a_f ;
7. Радиусы скругления входной и выходной кромок лопаток РК r_1 и r_2 ;
8. Углы заострения входной и выходной кромок $\gamma_{вх}$ и $\gamma_{вых}$.

Обозначения указанных геометрических величин приведены на рис. 1.

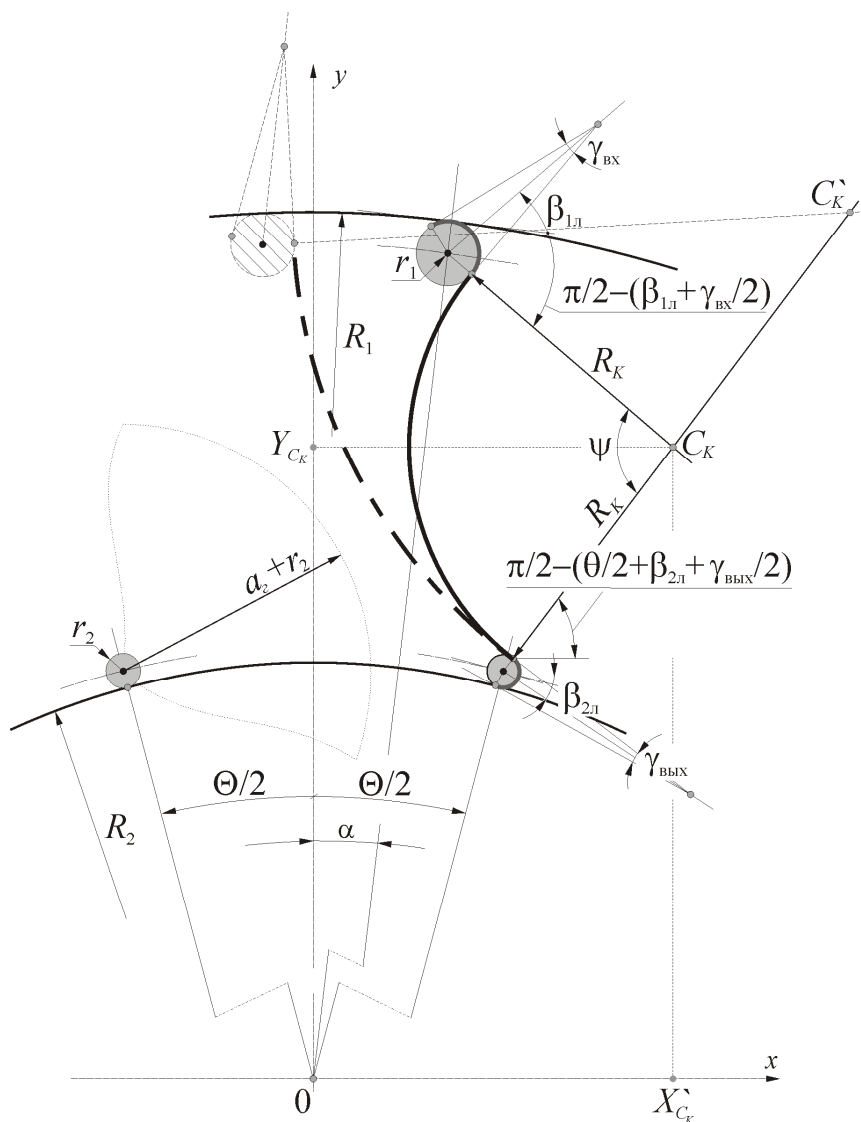


Рис. 1. Построение корытца лопатки РК ЦСМТ

2.1. Определение конструктивно-геометрических параметров корытца лопатки РК ЦСМТ

В предложенной работе последовательность формирования контура профиля лопатки начинается с корытца.

Предварительно величину a_r следует сравнить с минимальным сечением $a_{r \min}$, определяемым технологическими ограничениями при фрезеровании каналов. В случае превышения последнего за исходное значение a_r принимается $a_{r \min}$, а необходимый расход рабочего тела обеспечивается увеличением высоты лопаток.

Для полного описания геометрии корытца лопатки РК требуется знание величин R_K и α .

По условию выходная кромка строго определена углом Θ , а угол α задает положение входной кромки относительно выходной совместно с искомым радиусом корытца R_K .

В принятой системе координат XOY положение точки C_K определяется ординатой Y_{C_K} и абсциссой X_{C_K} (рис. 1). Последняя, представленная через параметры входной кромки, имеет вид

$$X_{C_K} = (R_1 - r_1) \cdot \sin(\alpha) + (R_K + r_1) \times \cos\left(\alpha + 90^\circ - \beta_{1l} - \gamma_{vx}/2\right), \quad (1)$$

или через параметры выходной кромки –

$$X_{C_K} = (R_2 + r_2) \cdot \sin(\Theta/2) + (R_K + r_2) \times \sin(\beta_{2л} + \gamma_{вых}/2 + \Theta/2). \quad (2)$$

Аналогично для координаты Y_{C_K} получаем:

$$Y_{C_K} = (R_1 - r_1) \cdot \cos(\alpha) - (R_K + r_1) \times \cos(\alpha + 90^\circ - \beta_{1л} - \gamma_{вх}/2), \quad (3)$$

или через параметры выходной кромки –

$$Y_{C_K} = (R_2 + r_2) \cdot \cos(\Theta/2) + (R_K + r_2) \times \sin(\beta_{2л} + \gamma_{вых}/2 + \Theta/2). \quad (4)$$

Приравнявая одноименные координаты, получим систему уравнений, решение которой относительно величины α имеет вид:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{-R \pm \sqrt{R^2 + S \cdot T}}{S}\right), \quad (5)$$

где $R = N \cdot Q$; $S = P^2 + Q^2$; $T = P^2 - N^2$;

$$N = D \cos(\phi) + B \sin(\zeta) - A \cos(\zeta);$$

$$Q = A \cos(\phi) - r_1 \cdot \cos(\phi) \sin(\zeta) - B \sin(\phi) - D \cos(\zeta) + r_1 \cdot \sin(\phi) \cos(\zeta);$$

$$P = A \sin(\phi) - r_1 \cdot \sin(\phi) \sin(\zeta) + B \cos(\phi) + D \sin(\zeta) - r_1 \cdot \cos(\phi) \cos(\zeta);$$

$$D = R_1 - r_1;$$

$$A = (R_2 + r_2) \sin(\Theta/2) + r_2 \sin(\beta_{2л} + \gamma_{вых}/2 + \Theta/2);$$

$$B = (R_2 + r_2) \cos(\Theta/2) + r_2 \cos(\beta_{2л} + \gamma_{вых}/2 + \Theta/2);$$

$$\phi = 90^\circ - \beta_{1л} - \gamma_{вх}/2;$$

$$\zeta = \beta_{2л} + \gamma_{вых}/2 + \Theta/2.$$

В общем случае решением уравнения (5) может быть множество сочетаний положительных, отрицательных и мнимых пар корней – значений α . Физический же смысл имеет лишь действительная величина угла α , которая в выражении (6) определяет положительное значение радиуса корытца.

$$R_K = \frac{D \sin(\alpha) + r_1 \cos(\alpha + \phi) - A}{\sin(\zeta) - \cos(\alpha + \phi)}. \quad (6)$$

Положение входной кромки при произвольном $\beta_{1л}$ и неизменных остальных исходных данных показаны пунктирной линией на рис. 1. В случае отрицательных углов α центр окружности, описывающей входную кромку, располагается под углом $|\alpha|$ к оси ОУ по левую сторону от нее.

Центральный угол, вырезающий дугу корытца профиля лопатки, равен

$$\psi = \pi - \Theta/2 + \alpha - (\beta_{1л} + \beta_{2л}) - (\gamma_{вх} + \gamma_{вых})/2.$$

2.2. Определение конструктивно-геометрических параметров спинки лопатки РК ЦСМТ

Для описания геометрии спинки лопатки РК требуется определить неизвестные величины угла χ , отрезка y , а также радиусов окружностей R_C и R'_C (рис. 2). На этом этапе расчета положение обеих кромок лопатки принимается фиксированным.

Соединение входной и выходной кромок в общем случае одной окружностью практически невозможно, так как радиусы касательных дуг окружностей к ним различны. Для плавного сопряжения контуров спинки и кромок профиля необходимо дополнительно задать отрезок y (см. пунктирную линию спинки на рис. 2). Обеспечение требуемой величины a_r вызывает необходимость введения еще одной окружности. Таким образом, спинка профиля представляет собой сложную кривую, состоящую из двух окружностей радиусами R_C и R'_C , и отрезка y .

В системе координат ХОУ по аналогии с выражениями (1) – (4) для определения угла χ и радиуса окружности R_C выразим координаты точки C_C через параметры входной и выходной кромок, а для нахождения величины радиуса R'_C и отрезка y – координаты точки C'_C .

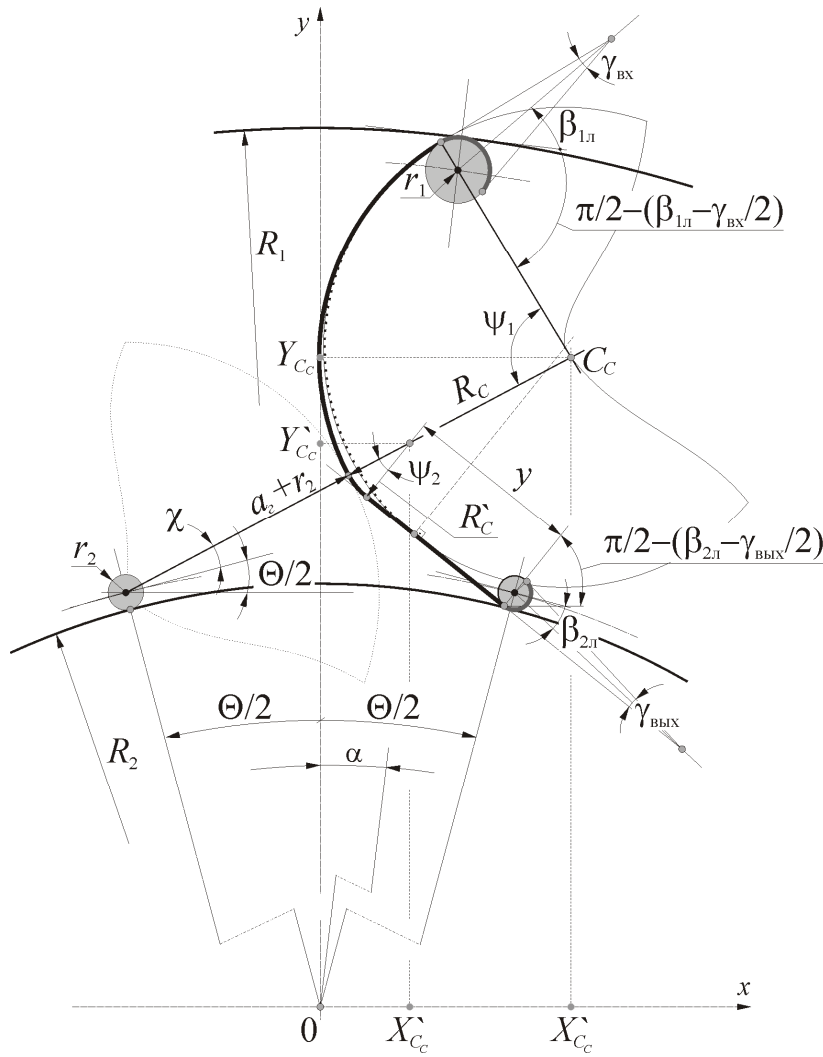


Рис. 2. Построение спинки лопатки РК ЦСМТ

Абсцисса точки C_c имеет вид:

$$X_{C_c} = (R_1 - r_1) \cdot \sin(\alpha) + (R_c - r_1) \times \cos(\alpha + 90^\circ - \beta_{1l} + \gamma_{vx}/2); \quad (7)$$

$$X_{C_c} = (a_r + R_2 + r_2) \cdot \cos(\chi + \Theta/2) - (R_2 + r_2) \cdot \sin(\Theta/2); \quad (8)$$

Соответствующая ордината:

$$Y_{C_c} = (R_1 - r_1) \cdot \cos(\alpha) - (R_c - r_1) \times \sin(\alpha + 90^\circ - \beta_{1l} + \gamma_{vx}/2); \quad (9)$$

$$Y_{C_c} = (a_r + R_c + r_2) \cdot \sin(\chi + \Theta/2) + (R_2 + r_2) \cdot \cos(\Theta/2). \quad (10)$$

Приравнявая одноименные координаты, получим следующие уравнения:

$$G + R_c \sin(\kappa) = (J + R_c) \cos(\chi + \Theta/2) - E; \quad (11)$$

$$H - R_c \cos(\kappa) = (J + R_c) \sin(\chi + \Theta/2) + F, \quad (12)$$

$$\text{где } G = (R_1 - r_1) \sin(\alpha) - r_1 \sin(\kappa);$$

$$J = a_r + r_2;$$

$$H = (R_1 - r_1) \cos(\alpha) + r_1 \cos(\kappa);$$

$$E = (R_2 + r_2) \sin(\Theta/2);$$

$$F = (R_2 + r_2) \cos(\Theta/2);$$

$$\kappa = \beta_{1l} - \gamma_{vx}/2 - \alpha.$$

Решая систему уравнений (11) – (12), приходим к выражению

$$\chi = \arcsin \left(\frac{-U \pm \sqrt{U^2 + V \cdot W}}{V} \right), \quad (13)$$

где

$$U = M \cdot I; V = I^2 + L^2; W = L^2 - M^2;$$

$$M = F \sin(\kappa) - H \sin(\kappa) - (G + E) \cos(\kappa);$$

$$I = H \sin(\Theta/2) + (G + E) \cos(\Theta/2) + \\ + J \sin(\Theta/2) \cos(\kappa) - J \cos(\Theta/2) \sin(\kappa) - \\ - F \cdot \sin(\Theta/2);$$

$$L = F \cos(\Theta/2) + (G + E) \sin(\Theta/2) - \\ - J \cdot \cos(\Theta/2) \cos(\kappa) - J \sin(\Theta/2) \sin(\kappa) - \\ - H \cdot \cos(\Theta/2).$$

Положительное значение радиуса передней части спинки R_C определяет действительное значение угла χ .

$$R_C = \frac{J \cdot \cos(\chi + \Theta/2) - E - G}{\sin(\kappa) - \cos(\chi + \Theta/2)}. \quad (14)$$

Положение точки C'_c определяется координатами:

$$X_{C'_c} = (R'_C + J) \cdot \cos(\chi + \Theta/2) - E, \quad (15)$$

или

$$X_{C'_c} = E + (R'_C - r_2) \cdot \sin(\beta_{2л} - \gamma_{вых}/2) - \\ - y \cos(\beta_{2л} - \gamma_{вых}/2), \quad (16)$$

а также

$$Y_{C'_c} = (R'_C + J) \cdot \sin(\chi + \Theta/2) + F, \quad (17)$$

или

$$Y_{C'_c} = F + (R'_C - r_2) \cdot \cos(\beta_{2л} - \gamma_{вых}/2) + \\ + y \sin(\beta_{2л} - \gamma_{вых}/2). \quad (18)$$

Решая совместно уравнения (15), (17) и (16), (18), получаем

$$R'_C = \frac{C \operatorname{tg}(\varpi) + Z}{\cos(\varpi) + \sin(\varpi) \operatorname{tg}(\varpi) - \sin(\xi) - \cos(\xi) \operatorname{tg}(\varpi)}, \quad (19)$$

$$\text{где } C = J \cdot \cos(\beta_{2л} - \gamma_{вых}/2) - 2E +$$

$$+ r_2 \sin(\beta_{2л} - \gamma_{вых}/2);$$

$$Z = J \sin(\beta_{2л} - \gamma_{вых}/2) +$$

$$+ r_2 \cos(\beta_{2л} - \gamma_{вых}/2);$$

$$\varpi = \beta_{2л} - \gamma_{вых}/2;$$

$$\xi = \chi + \Theta/2.$$

Длина отрезка y определится по формуле:

$$y = \frac{R'_C [\sin(\varpi) - \cos(\xi)] - C}{\cos(\varpi)}.$$

Все величины радиусов и отрезка y по смыслу задачи должны иметь положительные значения.

Центральные углы, описывающие входную и промежуточную дуги спинки профиля лопатки, равны соответственно:

$$\psi_1 = \pi/2 + \Theta/2 + \alpha - \beta_{1л} + \chi + \gamma_{вых}/2;$$

$$\psi_2 = \pi/2 - \Theta - \beta_{2л} - \chi + \gamma_{вых}/2.$$

Заключение

Таким образом, определены конструктивно-геометрические параметры, необходимые для построения профилей лопаток РК ступени ЦСМТ.

Данная методика была апробирована при проектировании РК ЦСМТ в программном комплексе "MathCAD" в диапазонах чисел $M_{w_{2s}} = 0,8 \dots 1,6$ и $Re = (2 \dots 5) \cdot 10^5$. При этом в процессе автоматизированного проектирования сбоя в выполнении программы не наблюдалось.

Литература

1. Мусаткин Н.Ф., Радько В.М., Балахов А.Д. Определение геометрических параметров соплового аппарата центростремительной микро-турбины, состоящего из прямолинейных лопаток // Вестник СГАУ. – Самара: СТАУ. – 2003. – № 1. – С. 106 – 110.
2. Мамаев Б.И., Рябов Е.К. Построение решеток турбинных профилей методом доминирующей кривизны // Теплоэнергетика. – 1979. – № 2. – С. 52 – 55.
3. Аронов Б.М., Жуковский М.И., Журавлёв В.А. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1978. – 168 с.

Поступила в редакцию 28.05.2004

Рецензент: д-р техн. наук Ю.И. Климнюк, ОКБ СНТК им. Н.Д. Кузнецова, Самара.

УДК 621.452.3.037.015.2

Л.Г. ВОЛЯНСКАЯ

Национальный авиационный университет, Украина

ПРОБЛЕМА ПРЕДЕЛЬНОЙ ПРИЕМИСТОСТИ АВИАЦИОННЫХ ГТД И ВОЗМОЖНОСТИ ЕЕ РЕШЕНИЯ НА ОСНОВЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОМПРЕССОРОВ

Рассмотрены основные этапы решения задач обеспечения предельной газодинамической устойчивости авиационных ГТД на основе аэродинамического совершенствования характеристик многоступенчатого осевого компрессора, обеспечивающего предельную приемистость ГТД. Показаны основные направления использования методов управления пограничным слоем в лопаточных венцах осевых компрессоров применительно к задачам разработки и оптимизации компрессоров.

газодинамическая устойчивость, приемистость, управление пограничным слоем, срыв потока, термогазодинамический расчет, модернизация и разработка перспективных двигателей

Введение

Одним из основных требований к эксплуатационной надежности авиационных ГТД являются требования по обеспечению устойчивой работы ГТД на переходных режимах. Эти требования становятся более актуальными с учетом эксплуатационных факторов, к которым относятся: входная неравномерность потока; переходные процессы, связанные с изменением степени дросселирования, осуществлением приемистости; изменение геометрии, связанное с нарушением размеров и формы лопаточных венцов в результате механического повреждения компрессора и эрозии лопаток.

1. Формулирование проблемы

Большой диапазон высот и скоростей полета современных маневренных самолетов вызывает необходимость изменения в широких пределах режимов работы их двигателей. В свою очередь диапазон режимов работы двигателей ограничен устойчивой работой компрессора (газодинамической устойчивостью) и рядом других факторов, характеризующих устойчивость термогазодинамических процессов и прочность элементов двигателя [1].

При разработке многоступенчатых компрессоров сложной проблемой является согласование режимов работы последовательно расположенных ступеней, так чтобы поток на выходе из одной ступени был согласо-

ван с последующей ступенью. Эта проблема становится более актуальной по мере увеличения общей степени повышения давления в компрессоре, так как для высоконапорных компрессоров труднее достичь приемлемого компромисса между характеристиками ступеней на максимальных и на пониженных режимах, особенно на режимах запуска двигателя.

Улучшить показатели устойчивости компрессора и двигателя в целом можно за счет применения управления обтеканием лопаток [2]. В этой связи применение методов активного и пассивного управления пограничным слоем в компрессорах авиационных ГТД преследует следующие цели:

- совершенствование объемно-массовых характеристик и удельных параметров ГТД путем повышения аэродинамической нагруженности лопаточных венцов ступеней;
- совершенствование удельных параметров авиационных ГТД за счет повышения аэродинамического совершенствования лопаточных венцов в осевом компрессоре;
- улучшение динамических характеристик ГТД во всем диапазоне эксплуатационных режимов и, как следствие, увеличения температуры газа перед турбиной до значений, обеспечивающих предельную приемистость ГТД за счет повышения предельной аэродинамической нагруженности лопаточных венцов.

2. Анализ возможностей реализации предельной приемистости ГТД

В проточной части осевого компрессора воздушный поток имеет сложную, пространственную структуру. Трехмерное течение трудно поддается расчету, так как при этом необходимо учитывать большое количество факторов. Наиболее надежным является получение характеристик путем экспериментального испытания компрессора на стенде. В то же время на этапах предварительного проектирования ГТД необходимо иметь максимально достоверные характеристики всех элементов двигателя и в первую очередь – компрессора. Это позволяет оценить соответствие параметров и характеристик компрессора для обеспечения всех режимов работы авиационного ГТД и эффективность предлагаемых мероприятий по совершенствованию внутренней аэродинамики.

В известных исследованиях зарубежных и отечественных авторов [3 – 5] рассматриваются, в основном, три метода расчета характеристик, основанные на:

- использовании характеристик плоских решеток, полученных экспериментальным или расчетным способами;
- использовании характеристик отдельных (модельных) ступеней для проектируемого (натурного) многоступенчатого компрессора;
- полном моделировании с использованием характеристик ранее созданных компрессоров.

Метод расчета проточной части многоступенчатого компрессора и его характеристик по характеристикам плоских решеток разработан и развит Хауэллом, Эккертом, Хайнсом, Холщевниковым и др. В основе данного метода лежит решение задачи о течении воздуха в проточной части компрессора. В зависимости от принятых допущений реализуется три типа задач: трехмерная, двумерная и одномерная (расчет на одном сечении по радиусу).

Наиболее точно процессы, происходящие в компрессоре, отражают сложные пространственные модели. Несколько проще решается система уравнений в двумерной постановке. Но наиболее широкое рас-

пространение в практике предварительных расчетов получила одномерная задача. Интегральные характеристики по высоте рабочего колеса заменяются аэродинамическими характеристиками плоских решеток профилей на среднем радиусе. С их использованием определяются напор венца и профильные потери, а влияние пространственных эффектов учитывается введением экспериментально определенных поправок. Основными недостатками такого метода являются неполный учет влияния физических процессов, происходящих во вращающейся решетке, например, пространственного характера потока, действия центробежных сил, взаимного влияния решеток в ступенях, концевых явлений и т.д.

Возможность получения обобщенных аэродинамических характеристик решеток с различными видами управления пограничным слоем позволяет использовать данный метод для предварительной оценки влияния управления, распределения работы между ступенями и других особенностей компрессора. Этот метод несколько проще и менее трудоемок, по сравнению с расчетом по методу обобщенных характеристик ступеней. Практическое применение метода обобщенных характеристик ступеней для расчета характеристик компрессора осложняется отсутствием в настоящее время характеристик ступеней с управлением пограничным слоем, недостаточной изученностью деформации поля скоростей и других форм влияния отдельных ступеней друг на друга при их совместной работе в компрессоре. Для его дальнейшего развития необходимо иметь достаточно большую базу экспериментальных данных по характеристикам ступеней осевых компрессоров с управлением пограничным слоем. Динамические характеристики двигателя определяются диапазоном изменения угла атаки решеток от номинального до критического (срывного) режима. На характеристиках компрессора изменение положения рабочей точки при приемистости определяется темпом изменения степени подогрева $\Delta = T_{\Gamma}^* / T_{\Pi}^*$ и приближением рабочей точки к границе газодинамической устойчивости.

Оптимальная приемистость достигается определенным законом изменения расхода топлива, который обеспечивает минимальное время приемистости при изменении параметров в области допустимых режимов работы двигателя. Анализируя динамические характеристики двигателя, рассматривают граничные переходные процессы, которые определяют максимально возможный темп увеличения или уменьшения тяги двигателя. Фактическое время приемистости больше теоретического из-за неоптимальности закона подачи топлива, недостаточности запаса устойчивости компрессора, наличия допусков на величину расхода топлива при приемистости и разброса параметров на границе устойчивости.

3. Методика оценки динамических характеристик авиационных ГТД

Требования, предъявляемые к решению задач модернизации современных и разработке перспективных авиационных двигателей, являются жесткими. Как правило, удовлетворение по одному из них приводит к несоблюдению других. Случается, что созданный объект не полностью удовлетворяет требованиям, указанным в проекте. В таком случае начинается этап доводки, сопровождающийся внесением в проект соответствующих изменений на основании проводимых испытаний. Экспериментальные исследования технически трудны и экономически дороги. Использование численного моделирования при решении этих проблем дает полную информацию в короткие сроки и является весьма перспективным. Немаловажную роль играет и экономический фактор. Численный эксперимент, во-первых, дешевле натурного и, во-вторых, дает возможность проанализировать влияние различных методов на повышение газодинамической устойчивости и оценить возможность совершенствования динамических характеристик двигателя.

В процессе численного моделирования процесс принятия решений носит поэтапный характер и основан на принципе оптимальности. На рис. 1 показана блок-схема методики оценки газодинамической

устойчивости газотурбинных двигателей на переходных режимах работы (при приемистости).

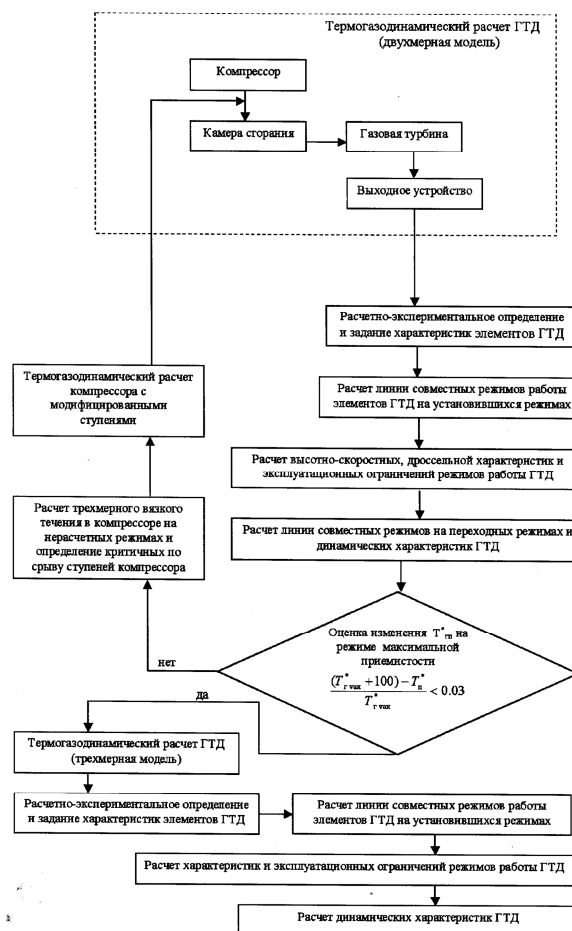


Рис. 1. Блок-схема методики оценки газодинамической устойчивости ГТД

На первом этапе проводится термогазодинамический расчет двигателя на основе методик, использующих одномерную или двумерную модели течения в проточной части двигателя. В результате термогазодинамического расчета получаем первую редакцию геометрических параметров лопаточных венцов компрессора и других элементов двигателя.

На втором этапе определяются расчетным или расчетно-экспериментальным путем характеристики компрессора первой редакции, а также других элементов двигателя. На третьем этапе на основе рассмотрения совместной работы элементов двигателя с компрессором первой редакции рассчитываются линии рабочих режимов для установившихся режимов.

На четвертом этапе рассчитываются эксплуатационные (высотно-скоростные) характеристики двигателя с компрессором первой редакции и определяют

ся основные эксплуатационные ограничения. На пятом этапе рассчитываются динамические характеристики двигателя с компрессором первой редакции и определяются зависимости изменения запасов газодинамической устойчивости и температуры газа перед турбиной при максимальной (предельной) приемистости двигателя. На шестом этапе производится сравнение температуры газа перед турбиной при предельной приемистости двигателя $T_{г.пр}$ с максимально допустимыми значениями кратковременного заброса температуры газа перед турбиной $T_{г.мах} + 150$. При значениях температуры $T_{г.пр}$, близких к $T_{г.мах}$ (что определяется условиями расчета), возможности совершенствования процесса приемистости ГТД повышением газодинамической устойчивости ступеней к срыву потока считаются исчерпанными. При значениях $T_{г.пр}$, меньших $T_{г.мах}$, производится последовательная замена лопаточных венцов компрессора, начиная с первой ступени, до выполнения условия сравнения. На этом этапе на основе анализа течения в многоступенчатом компрессоре на режиме приемистости определяются "критичные" по срыву потока ступени компрессора и производится перепрофилирование лопаточных венцов этих ступеней на лопаточные венцы с управлением обтеканием лопаток, имеющие более высокий запас по срыву потока. Определяются параметры модифицированных лопаточных венцов, которые обеспечивают заданные условиями расчета изменение запаса газодинамической устойчивости компрессора и, соответственно, максимальные значения температуры газа перед турбиной. Сначала производится перепрофилирование (модернизация) одной ступени. Оптимизация параметров лопаточных венцов с управлением обтеканием производится с учетом их напряженно-деформированного состояния.

С учетом перепрофилированного лопаточного венца одной ступени выполняются последовательно с первого по шестой все этапы определения динамических характеристик двигателя с компрессором второй редакции, в котором заменены лопаточные венцы одной ступени. После выполнения шестого этапа (сравнения температуры газа перед турбиной $T_{г.пр}$ при предельной приемистости двигателя с компрес-

сором второй редакции с максимально допустимыми значениями кратковременного заброса температуры газа перед турбиной $T_{г.мах} + 150$) делается вывод либо о необходимости дальнейшей модернизации последующих ступеней компрессора с заменой лопаточных венцов на венцы с управлением обтеканием, либо о достижении уровня предельной приемистости при максимально допустимых значениях температуры газа перед турбиной в режиме приемистости. После выполнения условия сравнения производится термогазодинамический расчет компрессора с последней редакцией лопаточных венцов на основе трехмерной модели течения вязкого сжимаемого газа с учетом термонапряженного состояния.

Заключение

Предлагаемая методика обеспечивает необходимую точность оценки даже в тех случаях, когда данная конструкция коренным образом отличается от прототипов. При таком подходе с использованием двумерной и трехмерной моделей течения удастся выявить наиболее существенные особенности и произвести на этой основе эффективные мероприятия по устранению возникновения срыва.

Литература

1. Дмитриев С.А. Диагностирование проточной части газотурбинных двигателей на переходных режимах работы // К.: КМУГА, 1996. – 120 с.
2. Терещенко Ю.М., Митрохович М.М. Аэродинамика компрессоров с управлением отрывом потока. – К.: Институт математики НАН Украины, 1996. – 250 с.
3. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин Е.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
4. Аэродинамический расчет осевых компрессоров. – М.: ЦИАМ, 1964, пер. № 9185. – 841 с.
5. Хауэл А. Гидродинамика осевого компрессора. В кн.: Развитие газовых турбин. – М.: БНТ, 1947. – С. 42 – 56.

Поступила в редакцию 28.05.2004

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

УДК 629.7.036.001

В.В. НЕРУБАССКИЙ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина***ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА РЕЖИМА АВТОРОТАЦИИ ТРЕХВАЛЬНОГО ТРДД**

Рассмотрен способ расчета параметров трехвального ТРДД сложной схемы на режиме авторотации. Описана система уравнений, решение которой позволяет оценить частоты вращения роторов трехвального ТРДД на режиме авторотации в различных высотно-скоростных условиях. Приведены результаты расчета на ЭВМ параметров трехвального ТРДД на режиме авторотации.

газотурбинный двигатель, авторотация, запуск в полете, характеристики узлов, термогазодинамический расчет параметров двигателя, уравнение баланса работ по тракту двигателя

Введение

При эксплуатации ГТД в полете возможны случаи его самопроизвольного или преднамеренного выключения. При этом происходит прекращение горения топлива в камере сгорания, а частоты вращения роторов двигателя уменьшаются до значений, соответствующих установившемуся режиму авторотации. Часть энергии набегающего потока расходуется на вращение роторов, и ЛА начинает испытывать существенное дополнительное сопротивление, обусловленное внутренним сопротивлением двигателя. Для восстановления работоспособности ГТД производится его запуск в полете.

Наиболее экономичным способом запуска ГТД в полете является запуск от авторотации без раскрутки пусковым устройством и связанными с этим затратами энергии ЛА (сжатый воздух, отбираемый от других двигателей, или другие источники). Путем изменения скорости полета можно получить такие частоты вращения роторов при авторотации, при которых достигается надежное воспламенение топливовоздушной смеси и вывод двигателя на режим малого газа [1].

Оценка параметров на режиме авторотации на этапе проектирования ГТД позволяет приблизительно настроить контур управления двигателем на запуске, а в дальнейшем, после проведения летных испытаний, идентифицировать математическую модель и уточнить принятые законы управления.

1. Формулирование проблемы

Приведенная в [2] методика расчета параметров на режиме авторотации позволяет оценить основные термогазодинамические параметры двухвального ТРДД. Для трехвального ТРДД типа Д-436Т1/ТП аналитический вывод расчетных соотношений представляет большую сложность, т.к. количество уравнений в системе превышает 30.

Достоинством упомянутой методики является ее простота и связь с реальными характеристиками узлов ГТД. Поэтому представляется целесообразным сохранить предложенный алгоритм, но решать систему уравнений по частям.

1.1. Исходная система уравнений

В основу системы уравнений для расчета частоты вращения роторов при авторотации двухвального ТРДД положено допущение о том, что энергия набегающего потока воздуха расходуется на преодоление гидравлического сопротивления газозавоздушного тракта двигателя и совершение полезной работы. Предполагается, что основные элементы двигателя не регулируются. Показатель адиабаты k и теплоемкость C_p воздуха при авторотации изменяются незначительно, поэтому с высокой степенью точности можно принять, что $k = \text{const}$ и $C_p = \text{const}$. Уравнение баланса работ по тракту ТРДД состоит из удельных работ каскадов компрессора, реактивного сопла и приводных агрегатов, с одной стороны, и

удельных работ набегающего потока и каскадов турбины, с другой стороны:

$$(m+1)L_B + L_K + L_{pc} + L_{agr} = \frac{\mu_{TK} \sigma_{\Sigma I} L_{нп}}{1 - \eta_{K\Sigma} \eta_{T\Sigma} \eta_{мех}^Z}, \quad (1)$$

$$\text{где } L_{нп} = C_p T_H^* \left(\pi_v^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) - \quad (2)$$

удельная работа набегающего потока воздуха;

$$\mu_{TK} = \frac{G_{\Gamma}}{G_B} = 1 - q_{охл.тк} - q_{ут};$$

$q_{охл.тк}$ – относительные отборы воздуха на охлаждение турбины;

$q_{ут}$ – относительные утечки воздуха из газозадушного тракта двигателя;

$$\pi_v^* = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} - \quad (3)$$

степень повышения давления воздуха в воздухозаборнике за счет скоростного напора;

L_B, L_K – удельные работы, затрачиваемые на сжатия воздуха в вентиляторе и компрессоре;

L_{pc} – удельная работа расширения газа в реактивном сопле;

L_{agr} – удельная работа, затрачиваемая на привод агрегатов;

$\eta_{K\Sigma}$ и $\eta_{T\Sigma}$ – суммарные КПД компрессора и турбины;

$\eta_{мех}$ – механический КПД;

Z – число валов;

$\sigma_{\Sigma I}$ – суммарный коэффициент гидравлических потерь во внутреннем контуре.

Величина относительной работы компрессора в любой точке линии совместной работы представляется в виде следующей функции:

$$\bar{L}_K = C \bar{n}^2, \quad (4)$$

$$\text{где } \bar{L}_K = \frac{L_K}{L_{K \text{ исх}}}.$$

Дополнив описанную систему уравнений уравнениями неразрывности, а также выражениями для удельной работы каскадов компрессора и турбины, получим замкнутую систему уравнений, описывающих работу ТРДД на режиме авторотации:

$$(m+1)L_B = L_{TB} \mu_{TB} \eta_{мех.тв}; \quad (5)$$

$$L_K = L_{TK} \mu_{TK} \eta_{мех.тк}; \quad (6)$$

$$T_H^* = T_H \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right); \quad (7)$$

$$T_{\Gamma}^* = T_K^*; \quad (8)$$

$$m = \frac{G_{вПизм}}{G_{Бизм}}; \quad (9)$$

$$\pi_{cI}^* = \frac{\pi_v^* \pi_B^* \pi_K^* \sigma_{\Sigma I}}{\pi_{TB}^* \pi_{TK}^*}; \quad (10)$$

$$\pi_{cII}^* = \pi_v^* \pi_{BII}^* \sigma_{\Sigma II}; \quad (11)$$

$$L_B = C_p T_H^* \left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_B^*}; \quad (12)$$

$$L_K = C_p T_B^* \left(\pi_K^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_K^*}; \quad (13)$$

$$L_{TB} = C_p T_{TK}^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{TB}^{*\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_{TB}^*; \quad (14)$$

$$L_{TK} = C_p T_K^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{TK}^{*\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_{TK}^*; \quad (15)$$

$$L_{pc} = C_p T_{TB}^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{cI}^{*\frac{k-1}{k}}} \right); \quad (16)$$

$$T_B^* = T_H^* \left[\left(\pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_B^*} + 1 \right]; \quad (17)$$

$$T_K^* = T_B^* \left[\left(\pi_K^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_K^*} + 1 \right]; \quad (18)$$

$$T_{TK}^* = T_K^* \left(1 - \eta_{TK}^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{TK}^{*\frac{k-1}{k}}} \right) \right); \quad (19)$$

$$T_{ТВ}^* = T_{ТК}^* \left(1 - \eta_{ТВ}^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{ТВ}^* \frac{k-1}{k}} \right) \right); \quad (20)$$

$$G_{ВИзм} = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} F_{Cl} \frac{P_{Cl}^* q(\lambda_{Cl})}{\sqrt{T_{ТВ}^*}}; \quad (21)$$

$$G_{ВИзм} = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} F_{Cl} \frac{P_{Cl}^* q(\lambda_{Cl})}{\sqrt{T_{В}^*}}. \quad (22)$$

Решение системы уравнений (1) – (22) дает значения частот вращения роторов вентилятора и компрессора, а также изменение параметров по тракту двигателя.

Система уравнений решается методом последовательных приближений, а в качестве начальных приближений могут быть использованы значения параметров двигателя на исходном или расчетном режиме.

2. Решение проблемы

В случае ТРДД сложной схемы предлагается решать систему уравнений в два этапа. На первом этапе трехвальный ТРДД представляется как двухвальный ТРДД, в котором одновальный газогенератор объединяет каскады СД и ВД (рис. 1, а). При этом используется исходный алгоритм [2]. На втором этапе рассматривается двухвальный газогенератор с каскадами СД и ВД с известными параметрами на входе и выходе (рис. 1, б). Аналогичный подход может использоваться для расчета параметров каскада НД сложной схемы, включающего вентилятор (одно- или многоступенчатый) и подпорные ступени.

2.1. Алгоритм расчета параметров двухвального газогенератора ТРДД

В качестве исходных принимаются параметры в сечениях КНД, К = КВД, Т = ТСД (рис. 1, б). Задаем в первом приближении $\pi_{КСД}^* = 1,01$ и вычисляем

$$T_{КСД}^* = T_{КНД}^* \left[\left(\pi_{КСД}^* \frac{k-1}{k} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{КСД}^*} + 1 \right].$$

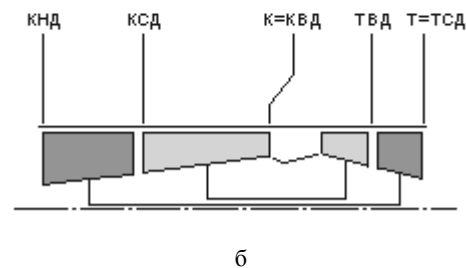
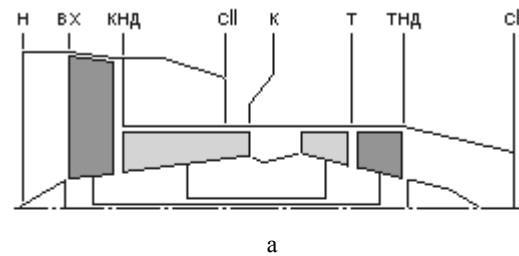


Рис. 1. Схемы проточной части в двухэтапном алгоритме расчета:

а – двухвальный ТРДД;

б – двухвальный газогенератор ТРДД

Расписав соотношение $L_{КСД} + L_{КВД} = L_K$

(L_K известна из первого этапа расчета), получаем:

$$\pi_{КВД}^* = (E + 1)^{\frac{k}{k-1}},$$

$$L_K - C_p T_{КНД}^* \left(\pi_{КСД}^* \frac{k-1}{k} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{КСД}^*} = \frac{C_p T_{КСД}^*}{\eta_{КВД}^*},$$

где $E = \frac{1}{\eta_{КВД}^*}$.

Зависимость между $\pi_{ТВД}^*$ и $\pi_{КВД}^*$ определяется из уравнения

$$\pi_{ТВД}^* = \left[1 - \frac{1}{D \eta_{ТВД}^* \left(1 + \frac{\eta_{КВД}^*}{\pi_{КВД}^* \frac{k-1}{k} - 1} \right)} \right]^{\frac{k}{k-1}},$$

где $D = \mu_{ТВД} \eta_{мех\ вД}$.

Используя соотношение $L_{\text{ТСД}} + L_{\text{ТВД}} = L_{\text{T}}$ (L_{T} известна из первого этапа расчета), получаем:

$$\pi_{\text{ТСД}}^* = \left(\frac{1}{1-S} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

$$L_{\text{T}} - C_p T_{\text{КВД}}^* \left[1 - \frac{1}{\frac{\pi_{\text{ТВД}}^*}{\pi_{\text{ТСД}}^*} \frac{k-1}{k}} \right] \eta_{\text{ТВД}}^*$$

где $S = \frac{C_p T_{\text{ТВД}}^* \eta_{\text{ТСД}}^*}{L_{\text{T}}}$.

Последовательно раскрывая выражения для

$$T_{\text{ТВД}}^* = T_{\text{КВД}}^* \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\frac{\pi_{\text{ТВД}}^*}{\pi_{\text{ТСД}}^*} \frac{k-1}{k}} \right) \eta_{\text{ТВД}}^* \right],$$

$$T_{\text{КВД}}^* = T_{\text{КСД}}^* \left[\left(\pi_{\text{КВД}}^* \frac{k-1}{k} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{КВД}}^*} + 1 \right],$$

$$T_{\text{КСД}}^* = T_{\text{КНД}}^* \left[\left(\pi_{\text{КСД}}^* \frac{k-1}{k} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{КСД}}^*} + 1 \right],$$

получаем:

$$\pi_{\text{КСД}}^{*'} = \left(\frac{\eta_{\text{КСД}}^*}{B-1} + 1 \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

где

$$B = \frac{1}{C \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\frac{\pi_{\text{ТВД}}^*}{\pi_{\text{ТСД}}^*} \frac{k-1}{k}} \right) \eta_{\text{ТВД}}^* \right]} \times$$

$$\times \frac{1}{\left[\left(\pi_{\text{КВД}}^* \frac{k-1}{k} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{КВД}}^*} \right] \left(1 - \frac{1}{\frac{\pi_{\text{ТВД}}^*}{\pi_{\text{ТСД}}^*} \frac{k-1}{k}} \right) \eta_{\text{КСД}}^*};$$

$$C = \mu_{\text{ТСД}} \eta_{\text{мех сд}}.$$

Расчет завершается при

$$\frac{\pi_{\text{КСД}}^* \pi_{\text{КВД}}^* \sigma_{\text{КВД}}}{\pi_{\text{К}}^*} < \varepsilon$$

$$\text{и } \frac{\pi_{\text{ТСД}}^* \pi_{\text{ТВД}}^* \sigma_{\text{ТВД}}}{\pi_{\text{T}}^*} < \varepsilon, \quad (23)$$

где $\pi_{\text{К}}^*$ и π_{T}^* известны из первого этапа расчета; ε – критерий точности расчета.

При невыполнении условий (23) расчет повторяется с самого начала с подстановкой значения $\pi_{\text{КСД}}^{*}$ вместо $\pi_{\text{КСД}}^{*}$.

Дальнейший расчет ведется в соответствии с методикой [2]: находятся значения $L_{\text{КНД}}$, $L_{\text{КСД}}$ и $L_{\text{КВД}}$, а затем по (4) – относительные измеренные частоты вращения роторов:

$$\bar{n}_{\text{КНД изм}} = \sqrt{\frac{L_{\text{КНД}}}{L_{\text{КНД исх}}}},$$

$$\bar{n}_{\text{КСД изм}} = \sqrt{\frac{L_{\text{КСД}}}{L_{\text{КСД исх}}}},$$

$$\bar{n}_{\text{КВД изм}} = \sqrt{\frac{L_{\text{КВД}}}{L_{\text{КВД исх}}}},$$

где $L_{\text{КНД исх}}$, $L_{\text{КСД исх}}$ и $L_{\text{КВД исх}}$ – удельные работы каскадов ТРДД в расчетной точке исходного режима.

2.2. Представление характеристик узлов

Описанные алгоритмы первого и второго этапов расчета предусматривают оценку КПД компрессоров и турбин:

$$\eta_{\text{КНД}}^* = f(\bar{n}_{\text{КНД}}, G_{\text{в КНД пр}});$$

$$\eta_{\text{КСД}}^* = f(\bar{n}_{\text{КСД}}, G_{\text{в I пр}});$$

$$\eta_{\text{КВД}}^* = f(\bar{n}_{\text{КВД}}, G_{\text{в I пр}});$$

$$\eta_{\text{ТНД}}^* = f\left(\pi_{\text{ТНД}}^*, n_{\text{КНД пр}} / \sqrt{T_{\text{ТСД}}^*}\right);$$

$$\eta_{\text{ТСД}}^* = f\left(\pi_{\text{ТСД}}^*, n_{\text{КСД пр}} / \sqrt{T_{\text{ТВД}}^*}\right);$$

$$\eta_{\text{ТВД}}^* = f\left(\pi_{\text{ТВД}}^*, n_{\text{КВД пр}} / \sqrt{T_{\text{КВД}}^*}\right).$$

В случае расчета авторотации и запуска требуется распространить эти характеристики на область с низкими значениями $n_{\text{пр}}$.

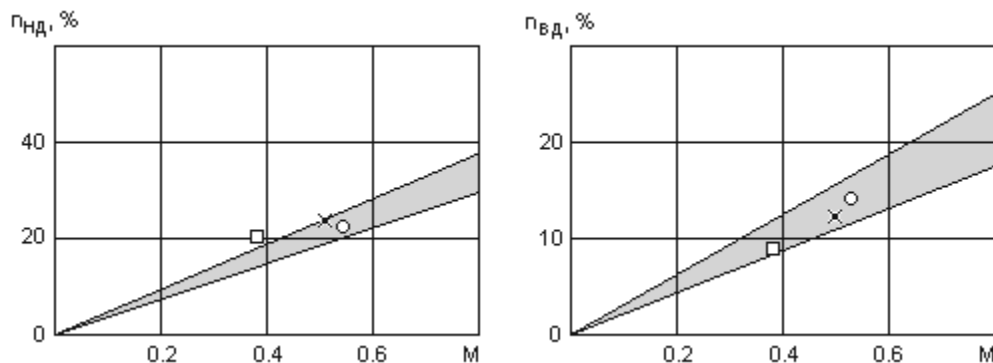


Рис. 2. Сравнение результатов расчета частот вращения роторов НД и ВД трехвального ТРДД на режиме авторотации с экспериментальными данными:

■ – область расчетов авторотации при $H = 0 \dots 8000$ м;

○, ×, □ – полетные точки при $H = 7000, 4250$ и 1500 м соответственно (замер частот вращения авторотации двигателя Д-436ТП01 на самолете Бе-200, ноябрь 2000 г.)

Экспериментально такие характеристики не всегда удается получить. Существуют также приближенные и эмпирические методы [3, 4], позволяющие определять характеристики компрессоров и турбин во всем интересующем диапазоне работы вплоть до $\pi_K^* = 1$ и $\pi_T^* = 1$, качественно правильно отражающие влияние переменных факторов на характеристики узлов ГТД.

Заключение

Представленный алгоритм расчета частот вращения роторов трехвального ТРДД на режиме авторотации был реализован в виде программы для ПЭВМ. Результаты расчетов по этой программе представлены на рис. 2.

Анализ полученных результатов показывает хорошее совпадение с экспериментальными данными. Расхождения можно объяснить целым рядом факторов и принятых допущений: не учитывались отборы мощности и воздуха (охлаждение турбин и перепуск); с целью упрощения не рассматривалась подпорная ступень (хотя учтен переменный энергообмен по высоте лопатки вентилятора); в расчете принято идеальное входное устройство; использовались приближенные методы определения характеристик узлов [3, 4] и др. В целом алгоритм может быть рекомендован для

определения располагаемых частот вращения роторов и расхода воздуха при оценке области запуска трехвального ТРДД в воздухе с режима авторотации. Дальнейшее развитие работ в данном направлении определяется введением в математическую модель соотношений, учитывающих описанные выше факторы.

Литература

1. Алабин М.А., Кац Б.М., Литвинов Ю.А. Запуск авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1968. – 228 с.
2. Барсуков С.И., Кузнецов В.И. Авторотация газотурбинных двигателей. – Иркутск: Иркут. ун-т, 1983. – 91 с.
3. Гительман А.И. Динамика и управление судовых газотурбинных установок. – Л.: Судостроение, 1974. – 222 с.
4. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч.1. – М.: Машиностроение, 1977. – 312 с.

Поступила в редакцию 1.06.2004

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

УДК 621.438

О.В. ФРАЙФЕЛЬД¹, А.А. СНИТКО¹, Н.Н. ПОНАМАРЁВ²¹*ЗАО «Искра-Энергетика», Россия*²*ОАО «ЛМЗ», Россия*

СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПОТЕРЬ ПОЛНОГО ДАВЛЕНИЯ ПО УРАВНЕНИЯМ РЕЙНОЛЬДСА ДЛЯ ВЫХОДНЫХ УСТРОЙСТВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С РЕЗУЛЬТАТАМИ МОДЕЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Проведено сравнение результатов расчета потерь полного давления выходного устройства в программном комплексе FlowVision с результатами экспериментальных испытаний модели выходного устройства ГТУ-12П и результатов, рассчитанных по методике определения потерь полного давления в выходных устройствах газотурбинных установок.

ГТУ, выходное устройство, экспериментальные продувки, расчет геометрии, программный комплекс FlowVision, потери полного давления

Введение

В настоящее время существует очень много рекомендовавших себя программных комплексов для газодинамических расчетов. Однако определить адекватность результатов расчета по заложенной математической модели достаточно сложно, не имея на руках результатов экспериментального исследования.

1. Выходное устройство ГТУ-12П

Геометрия выходного устройства (ВУ) газотурбинной установки (ГТУ) оказывает значительное влияние на величину вырабатываемой полезной мощности силовой турбиной (СТ), что в некоторых случаях объясняется завышенными потерями полного давления в тракте ВУ, которые при проектировании турбины следует учитывать. Для определения величины потерь в ВУ ГТУ можно применить программный комплекс для газодинамических расчетов или провести ряд модельных экспериментальных продувок с последующей обработкой результатов и сведением в методику.

ВУ ГТУ-12П выполнено в виде улитки карманного типа и изображено на рис. 1. Модель ВУ изготовлена в масштабе 1:10.

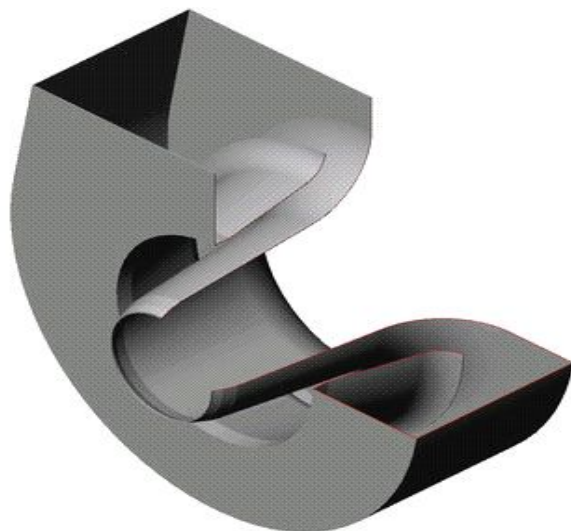


Рис. 1. Модель выходного устройства ГТУ-12П

1.1. Результаты продувки модели выходного устройства ГТУ-12П

В работе [2] экспериментально исследовалось ВУ для ГТУ-12П. Схема модели и улитки представлены на рис. 2 и 3. Результаты продувок, выполненные в этой работе, сведены в табл. 1 и отображены на рис. 4.

Методика замера давления в тракте ВУ реализована в следующих экспериментах:

1. С подробным измерением статического давления на входе, в сечении 1-1 (рис. 2), средство из-

мерения – водяной пьезометр;

2. Одна точка замера статического давления в сечении 1-1, средство измерения – измерительный комплекс;

3. Одна точка замера статического давления в сечении 1-1, средство измерения – измерительный комплекс;

4. Измерения статического давления без наклонной стенки п. 9 (рис. 3), средство измерения – водяной пьезометр;

5. Измерение статического давления без наклонной стенки п. 9, средство измерения – измерительный комплекс.

Наиболее точными данными являются результаты эксперимента № 1. Эксперименты № 2 и 4 в областях рабочих скоростей практически совпадают с № 1 и только при высоких скоростях разброс увеличивается (при $\lambda_{1G} = 0,48$ до 2%). Суммарные потери полного давления в ВУ на расчетной скорости $\lambda_{1G} = 0,35$ составляют 2,7%, потери в диффузоре 1,4%.

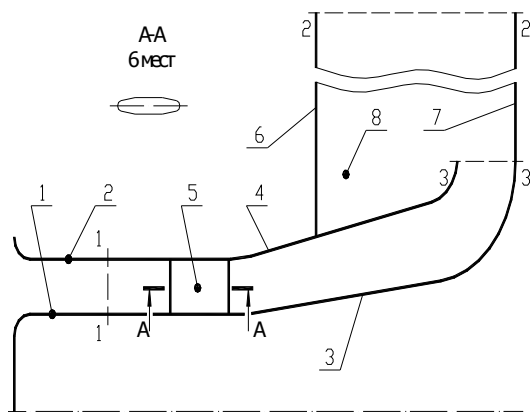


Рис. 2. Продольная схема модели ВУ:

1 – центральный обтекатель; 2 – наружная стенка; 3 – центральное тело; 4 – наружная стенка диффузора улитки; 5 – стойки; 6 – передняя стенка улитки; 7 – задняя стенка улитки; 8 – боковая стенка улитки

По данным, полученным после экспериментов, составлена и откорректирована специальная методика расчета ВУ.

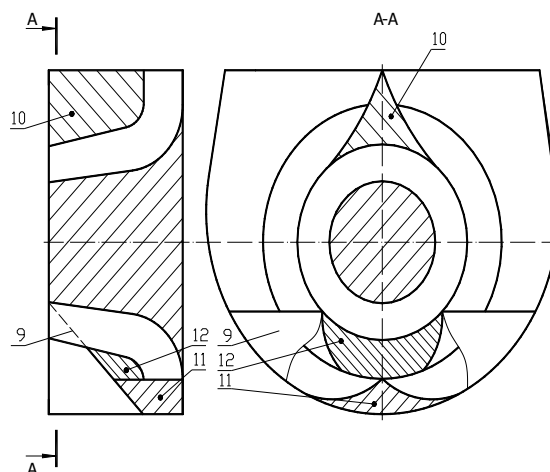


Рис. 3. Поперечный разрез модели ВУ:
9 – наклонная стенка; 10, 11, 12 – стенка канала

Таблица 1
Коэффициенты потерь полного давления

№ эксп.	λ_{1G} – приведенная скорость	σ_{Σ}^* – суммарный коэффициент потерь полного давления	$\sigma_{д}^*$ – коэффициент потерь полного давления в диффузоре
1	0,3421100	0,9739895	0,9862310
	0,3787641	0,9685400	0,9829341
	0,4409260	0,9540496	0,9764079
	0,4792111	0,9457476	0,9722350
	0,5286120	0,9283261	0,9639803
2	0,3548253	0,9720806	0,9862387
	0,3615628	0,9704300	0,9851215
	0,4043722	0,9641585	0,9821165
	0,4587303	0,9536829	0,9762026
	0,5050123	0,9420175	0,9716290
3	0,3283924	0,9746048	0,9886057
	0,3505468	0,9748038	0,9833859
	0,3979352	0,9695627	0,9805289
	0,4043508	0,9609710	0,9788778
	0,4436193	0,9521175	0,9766862
4	0,5058801	0,9402245	0,9717357
	0,3462977	0,9712569	0,9883959
	0,3550613	0,9703483	0,9886259
	0,4281946	0,9564283	0,9827349
	0,4664315	0,9479963	0,9795277
5	0,5141759	0,9346338	0,9737041
	0,3091663	0,9756185	0,9881146
	0,3568860	0,9730893	0,9870524
	0,3965210	0,9581884	0,9823403
	0,4457303	0,9543564	0,9794697
	0,5111614	0,9329475	0,9694350

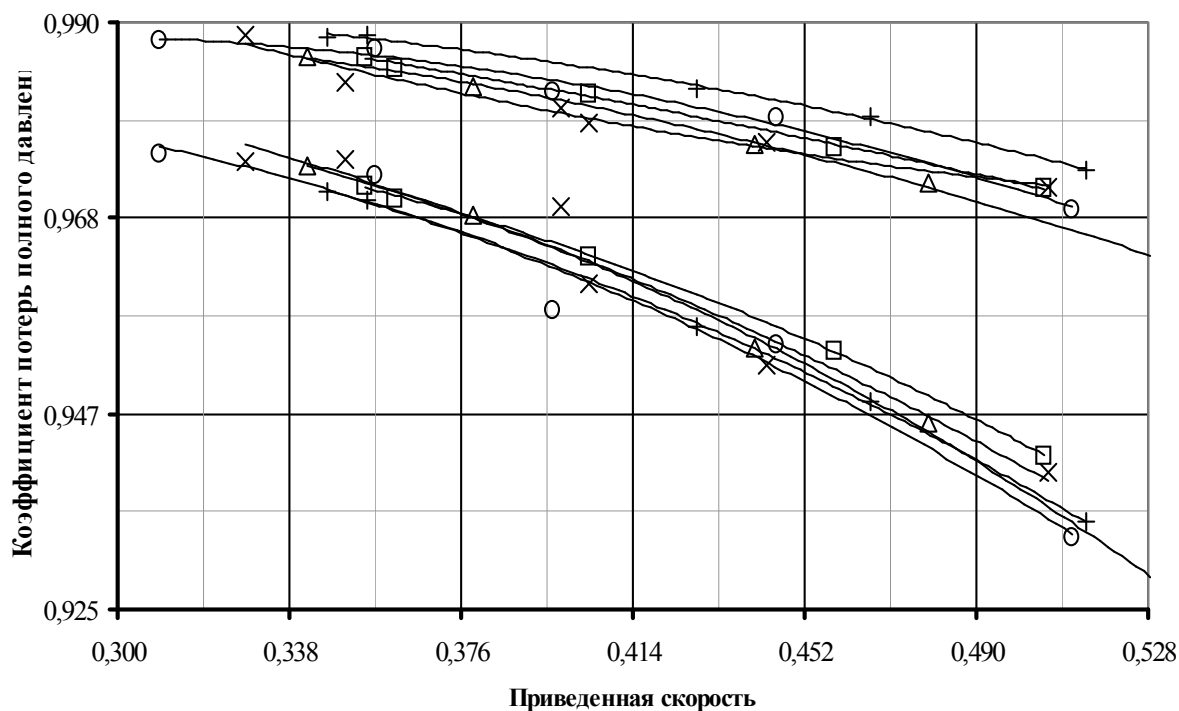


Рис. 4. Распределение коэффициентов потерь полного давления в диффузоре (верхние кривые) и суммарного (нижние): “Δ” – эксперимент № 1; “□” – эксперимент № 2; “×” – эксперимент № 3; “+” – эксперимент № 4; “o” – эксперимент № 5

Оценим влияние наклонной стенки п. 9 на потери в выхлопной системе. Потери полного давления в ВУ на расчетной скорости $\lambda_{IG} = 0,35$ равны 2,85%, в диффузоре 1,1%. Наклонная стенка позволяет уменьшить потери в ВУ на $\delta p = 0,15\%$.

Уменьшение потерь в диффузоре при отсутствии наклонной стенки связано с ростом неравномерности на срезе диффузора в результате отсутствия выравнивающего воздействия стенки и как следствие возрастанием потерь в улитке.

1.2. Расчет потерь полного давления в программном комплексе FlowVision

Исходными данными для моделирования течения выхлопных газов ГТУ по тракту ВУ ГТУ-12П, в программном комплексе, являются:

Газодинамические параметры выхлопного газа для номинального режима работы ГТУ, на выходе из межлопаточного канала рабочего колеса вто-

рой ступени СТ (сведены в табл. 2);

Геометрия проточной части ВУ, которая импортируется из среды SolidWorks, представленная в виде поверхностной сетки, показана на рис. 5.

Упрощения принятые при расчете:

Расчет проводился без установленной наклонной стенки в нижней части улитки (наклонная стенка п. 9 рис. 3.);

Стенки канала ВУ задавались адиабатными;

Закрутка потока не учитывалась по высоте лопатки.

Таблица 2
Параметры моделируемого потока

Массовый расход газа, кг/с	Температура газа, °C	Скорость газа, м/с	Закрутка потока, град.
44,85	512,00	188,95	10
R , Дж/кг·К			292
k			1,342
$P_{вх}$, Па			102452
$P_{вых}$, Па			101300

После газодинамического расчета ВУ в программном комплексе рассчитывался коэффициент потерь полного давления [3], его значение составляет $\sigma_{\Sigma}^* = 0,965$ при скорости $\lambda = 0,365$.

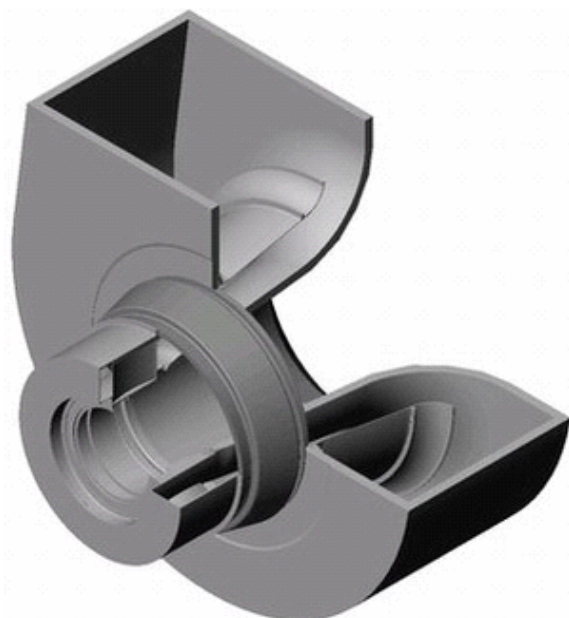


Рис. 5. Расчетная твердотельная модель ВУ ГТУ-12П

2. Аprobация и сравнение методики расчета потерь полного давления с результатами расчета во FlowVision

Аprobация методики делалась на ВУ, подобном ВУ ГТУ-12П. Геометрия ВУ в масштабе 1:10 задана по образцу раздела 3 [2] и приведена в табл. 3 [4].

Расчет потерь был выполнен по «Методике расчета потерь полного давления в выхлопных системах газотурбинных установок с осерадиальными диффузорами и улитками карманного типа. Версия 1.1, 1997 г.». Данная версия является развитием методики, изложенной в разделе 3 работы [2], и содержит регрессионные зависимости поправочных коэффициентов к коэффициенту полного удара, коэффициенту расхода в выходном сечении диффузора и коэффициенту расхода в улитке.

Для данного ВУ значения коэффициента потерь полного давления в зависимости от приведенной скорости сведены в табл. 3, графики изобра-

жены на рис. 6.

Таблица 3

Результат аprobации методики

λ	σ_{Σ}^*	σ_{Σ}^*
Модель ВУ ГТУ-12П продувка		
0,20	0,990939	0,995380
0,25	0,985898	0,992832
0,30	0,979745	0,989721
0,35	0,972470	0,986033
0,40	0,964048	0,981739
0,45	0,954435	0,976791
0,50	0,943528	0,971092
Аprobация методики расчета потерь		
0,20	0,989317	0,993853
0,25	0,983381	0,990487
0,30	0,976149	0,986412
0,35	0,967619	0,981635
0,40	0,957791	0,976164
0,45	0,946649	0,969995
0,50	0,934164	0,963111
Оптимизация геометрии ВУ		
0,20	0,991632	0,995900
0,25	0,987021	0,993675
0,30	0,981416	0,990973
0,35	0,974819	0,987782
0,40	0,967239	0,984100
0,45	0,958672	0,979903
0,50	0,949089	0,975146

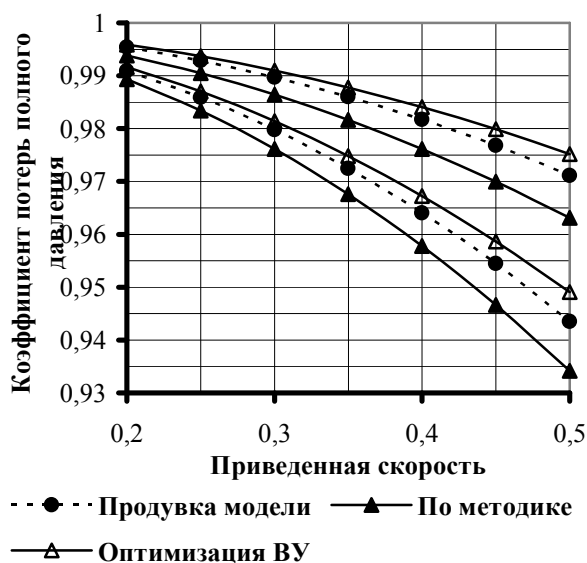


Рис. 6. Распределение коэффициентов потерь полного давления в диффузоре (верхние кривые) и суммарного (нижние)

Как видно, потери в рассчитываемом ВУ существенно превосходят потери в устройстве ГТУ-12П. Для приведенной скорости $\lambda = 0,35$ потери в ВУ превышают на 0,49%, из них превышение в диффу-

зоре составляет 0,44%.

Проведено сравнение суммарных коэффициентов потерь полного давления (при скорости $\lambda = 0,365$), полученных экспериментом и по расчетной методике, с расчетом в программном комплексе FlowVision. Этот расчет проводился без наклонной стенки. Сравнивая результаты расчета во FlowVision с результатами эксперимента (эксперименты № 4 и 5), можно заметить отличие по абсолютной величине коэффициентов потерь $\varepsilon = 0,31\%$. Если распространить влияние наклонной стенки $\delta p = 0,15\%$ на потери в ВУ, то результат расчета в программном комплексе для суммарного коэффициента потерь составит $\sigma_{\Sigma}^* = 0,966$. Это значение находится между двумя кривыми потерь (рис. 6): полученная по методике (первая снизу) и экспериментальная продувка (вторая снизу). Отличие значений по абсолютной величине составляет $\varepsilon = 0,25\%$ и $\varepsilon = 0,26\%$ соответственно.

Рассмотрена возможность снижения потерь при сохранении геометрии улитки, увеличив радиус выхода внешней стенки из диффузора путем добавления на выходе из него прямолинейного участка. Проведенное исследование позволило найти оптимальную величину радиуса. Файл с оптимальными размерами ВУ приведен в табл. 5 [4]. Потери в ВУ снизились на 0,72% из них в диффузоре 0,61% (рис. 6, оптимизация ВУ).

Таким образом, увеличив радиальность диффузора, возможно снизить потери полного давления в выхлопном диффузоре, что соответствует выводам работы [1]. Возможны и другие пути снижения потерь полного давления в ВУ путем оптимизации обводов улитки и диффузора.

Заключение

Проведенное сравнение рассчитанных по методике работы [2], в программном комплексе

FlowVision и полученных экспериментально данных показывает хорошее их согласование, с наклонной стенкой и без стенки ($\varepsilon = 0,25 \dots 0,31\%$). Учитывая точный эксперимент, методика, полученная в работе [2], по результатам продувки ВУ может быть рекомендована как инструмент для проведения проектных инженерных расчетов ВУ. В зависимости от характера и возможности изменений геометрии улитки, можно провести еще дальнейшую оптимизацию потерь полного давления в ВУ.

Литература

1. Довжик С.А. Исследование по аэродинамике осевого компрессора // Труды ЦАГИ. – М. – 1968. – Вып. 1099.
2. Исследование характеристик эжектора, установленного за улиткой выхлопной системы газоперекачивающей станции и апробация методики и программы расчета выхлопной системы / РАУ; рук. темы Н.Н. Пономарёв. – Рига, 1995. – 115 с.
3. Исследование гидравлического сопротивления выходного устройства ГТУ-12ПГ с помощью программного комплекса FlowVision фирмы Tesis / Технический отчет ЗАО «Искра-Энергетика», инв. № 1954; О.В. Фрайфельд. – Пермь, 2002. – 27 с.
4. Сравнение результатов моделирования потерь полного давления по уравнениям Рейнольдса для выходных устройств газотурбинных установок с результатами модельных испытаний / Техническая справка ЗАО «Искра-Энергетика», инв. № 2940; О.В. Фрайфельд. – Пермь, 2003. – 31 с.

Поступила в редакцию 01.06.2004

Рецензент: канд. техн. наук, проф. С.Ф. Минацевич, Пермский государственный технический университет, Пермь.

УДК 621.455.03

М.Т. АЛИЕВА, Т.А. МАКСИМЕНКО*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Украина*

ЗОНДОВЫЕ ИЗМЕРЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ КАТОДНОЙ ПЛАЗМЫ И ПЛАЗМЫ СПД МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Проведено исследование параметров струи разрядной плазмы катода-компенсатора, работающего в диодном режиме и совместно с СПД малой мощности, при помощи метода электростатического зонда. Определено влияние катодного массового расхода на характеристики двигателя.

катод-компенсатор, стационарный плазменный двигатель, электростатический зонд, цилиндрический зонд, температура, концентрация, интегральный ионный ток

Введение

Как известно, еще в 70-х годах прошлого века было доказано, что для задач коррекции и поддержания орбиты КЛА преимуществами обладают двигательные установки (ДУ) на базе электрореактивных двигателей (ЭРД), в частности хорошо себя зарекомендовали стационарные плазменные двигатели (СПД), относящиеся к классу холловских двигателей (ХД) [1]. В настоящее время ведутся активные работы по расширению области применения СПД: для маршевых задач, для ориентации космического летательного аппарата (КЛА) [2]. Актуальной является проблема разработки СПД малой мощности с параметрами, приемлемыми для применения на малых КЛА типа микроспутник. Одним из основных требований для проектирования ДУ данного класса является очень малая потребляемая мощность двигателя – менее 100 Вт. Ограничения, накладываемые на размеры двигателя, серьезно усложняют задачу разработки магнитной системы СПД. В то же время, для обеспечения работы двигателя с таким малым уровнем мощности, ограничивается диапазон рабочих токов катода (0,2 ... 1 А), что и создает определенные трудности в проектировании и изготовлении данного узла.

Параметры работы катода во многом определяют ресурс, надежность и динамические свойства двигательной установки, а также заметно влияют на ее энергетическую и газовую экономичность. Однако

необходимо отметить, что для катодного узла важна не только стабильность работы, но и минимальные энергетические затраты на поддержание разряда в самоподдерживающемся режиме.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем

Ведущие мировые разработчики ракетно-космической техники проводят активные работы в области разработки и исследования ХД малой мощности [3 – 5]. Однако, имеющиеся на сегодняшний день ХД малой мощности полностью не удовлетворяют поставленным требованиям. Одной из основных проблем, ввиду ограничений по мощности, является разработка магнитной системы, а также катода-компенсатора. В работе [6] был проведен анализ влияния работы катодов различных конструкций на параметры работы СПД. Также проводился сравнительный анализ разрядной плазмы катода, работающего в диодном режиме, и совместно с СПД.

Широко используемым методом исследования параметров ХД является метод диагностики струи плазмы при помощи электростатических зондов. Данный метод при относительной простоте и малых затратах может дать значительную информацию о локальных и интегральных параметрах плазмы и соответственно возможность определения путей улучшения характеристик малых СПД (МСПД).

1. Цель работы

Целью данной работы является исследование параметров МСПД и катода-компенсатора, разработанных в «ХАИ» с помощью зондовых измерений в зависимости от катодного массового расхода, а также сравнение разрядных характеристик безнакального полого катода, работающего совместно с двигателем и в диодном режиме. Определение оптимальных режимов работы катода и его влияния на характеристики двигателя.

1.1. Общие соотношения

Обработка зондовых ВАХ проводилась стандартным методом в приближении максвелловского распределения. Из формулы Бома в размерном виде [5] определялась концентрация ионной составляющей плазмы n_i , для чего предварительно измерялась плотность ионного тока насыщения j_i , и определялась температура электронов T_e по наклону возрастающего участка зондовой ВАХ в полулогарифмическом масштабе. Для зонда плоской геометрии принималось, что $\alpha = 0,8$, для цилиндрического зонда $\alpha = 0,4$.

$$j_i = \alpha e n_i (2kT_e/m_i)^{1/2}, \quad (1)$$

где j_i – плотность ионного тока насыщения; α – коэффициент, учитывающий геометрию зонда; e – заряд электрона; n_i – концентрация ионов; k – постоянная Больцмана; T_e – температура электронов; m_i – масса иона.

Потенциал плазмы определялся по формуле [5]:

$$U_{пл} = U_f + T_e \ln \left[(e/4\pi) \sqrt{m_i/m_e} \right], \quad (2)$$

где U_f – плавающий потенциал плазмы (при котором поток электронов на зонд равен потоку ионов, так что результирующий ток на зонд равен нулю).

В качестве рабочего тела использовался ксенон (Xe). Давление в вакуумной камере составляло $0,8..1,4 \cdot 10^{-4}$ торр.

2. Экспериментальный стенд. Измерительное оборудование

Для проведения зондовой диагностики струи плазмы было изготовлено устройство, состоящее из девяти плоских зондов $\varnothing 12$, закрепленных на специальном кронштейне, обеспечивающем расстояние R500 от среза СПД с максимальным углом раскрытия 60° (рис. 1), а также цилиндрический зонд $\varnothing 0,1$ и $l = 1,5$ мм для измерения параметров катодной плазмы, который устанавливался на расстоянии 2 мм от торца катода и на 1 мм от оси выходного отверстия диафрагмы.

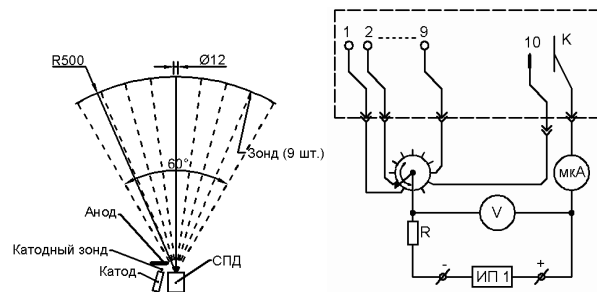


Рис. 1. Схема устройства для зондовых измерений

Электрическая схема проведения эксперимента представлена на рис. 2.

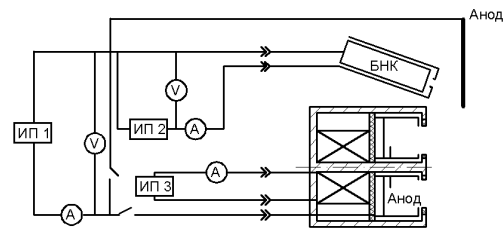


Рис. 2. Электрическая схема эксперимента

2.1. Методика проведения эксперимента

Целью проводимых экспериментов являлось определение влияния катодного массового расхода на параметры плазмы и разрядные характеристики СПД малой мощности.

Эксперимент проводился при фиксированном разрядном напряжении СПД $U = 200$ В. Измерялись

характеристики на 10 зондах для определения параметров плазмы катода при работе совместно с СПД, а также параметров плазмы стационарного плазменного двигателя, затем происходило переключение на работу катода в диодном режиме и при том же разрядном токе.

3. Результаты

По результатам зондовых измерений была определена T_e катодной плазмы для двух режимов работы.

На рис. 3 представлены зависимости T_e катодной плазмы от $\dot{m}_{\text{cath}}$ как в диодном режиме, так и при работе совместно со стационарным плазменным двигателем.

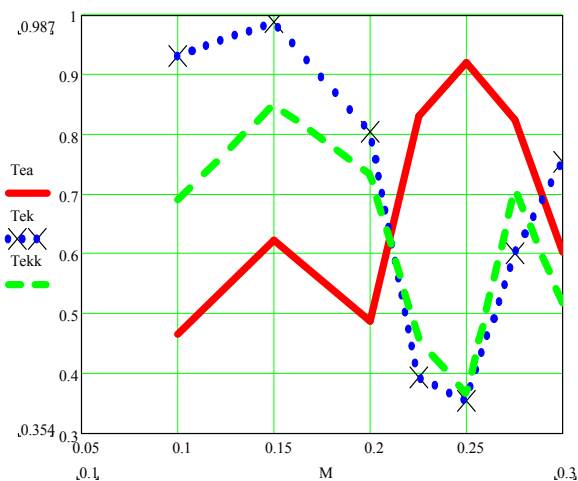


Рис. 3. Зависимость T_e от $\dot{m}_{\text{cath}}$:

T_{ea} – температура электронов на расстоянии 0,5 м от среза двигателя; T_{ek} – температура электронов у среза катода при работе с СПД; T_{ekk} – температура электронов у среза катода при работе в диодном режиме

Видно, что при меньшем массовом расходе T_e катодной плазмы несколько выше при работе совместно с СПД, хотя обе кривые имеют идентичный провал в районе расхода 0,25 мг/с.

На рис. 4 представлены зависимости концентрации электронов в зависимости от массового расхода.

На рис. 5 представлены зависимости напряжения разряда и напряжение между катодом и поджигным электродом в диодном режиме и в режиме работы СПД от массового расхода.

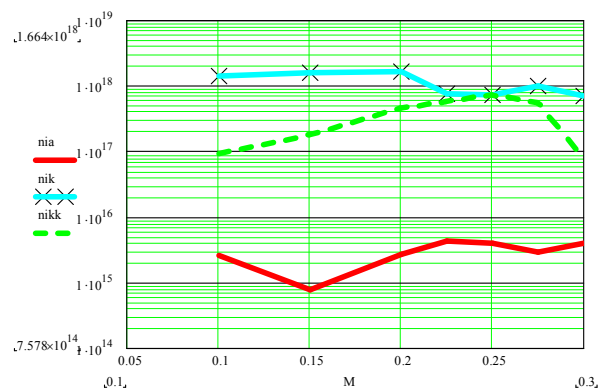


Рис. 4. Зависимость концентрации электронов от массового расхода.

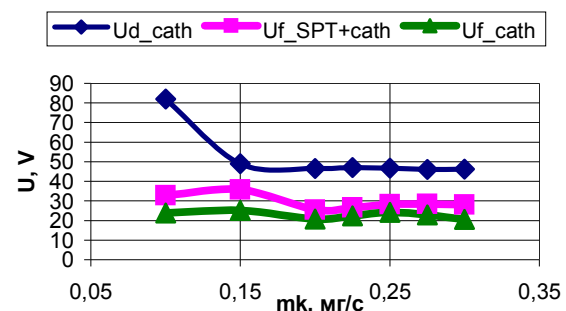


Рис. 5. Вольтамперная характеристика:

U_d – разрядное напряжение в диодном режиме; $U_{f_SPT+cath}$ – напряжение между катодом и поджигным электродом при работе совместно с СПД; U_{f_cath} – напряжение между катодом и поджигным электродом при работе в диодном режиме

Необходимо отметить, что при расходе $\dot{m}_{\text{cath}} = 0,3 \dots 0,2$ мг/с колебания по напряжению в диодном режиме составляли $\pm 0,025$ В, при работе с СПД колебания по току составляли $\pm 0,0225$ А. При расходе $\dot{m}_{\text{cath}} = 0,1$ мг/с наблюдалась неустойчивая работа СПД. Расход $\dot{m}_{\text{cath}} = 0,15$ мг/с обеспечил наиболее стабильную и устойчивую работу катода как совместно с СПД, так и в диодном режиме.

Проведена диагностика струи плазмы при помощи описанного устройства для зондовых измерений. В результате были получены следующие характеристики двигателя: α – угол раскрытия струи плазмы (угол, в который попадает 90% ионного тока), I_i – интегральный ионный ток (определялся интегрированием углового распределения плотности ионного тока по поверхности сегмента), I_i/I_p – отношение интегрального ионного тока к разрядному. Измере-

ния проводились при напряжении разряда $U_d = 200$ В, и ранее определенном оптимальном катодном массовом расходе $\dot{m}_{\text{cath}} = 0,15$ мг/с, при этом варьировались значения анодного массового расхода и тока катушки намагничивания. Данные, полученные в результате измерений, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты измерений

U_d , В	$\dot{m}_a$, мг/с	$\dot{m}_{\text{cath}}$, мг/с	I_{coil} , А	I_d , А	α	I_i , А	I_i/I_p
200	0,3	0,15	2,5	0,245	29,7	0,071	0,290
	0,35	0,15	2,5	0,32	29,4	0,089	0,278
	0,35	0,15	3	0,3	29,5	0,097	0,323
	0,4	0,15	2,5	0,4	29,7	0,105	0,263
	0,4	0,15	3	0,355	29,5	0,127	0,358
	0,4	0,15	3,5	0,34	29,4	0,108	0,318

Как видно из полученных результатов, угол раскрытия струи слабо меняется в данном диапазоне значений анодного массового расхода и тока катушки намагничивания. В то же время отношение интегрального ионного тока к разрядному возрастает с увеличением массового расхода и тока катушки намагничивания и принимает максимальное значение при $\dot{m}_a = 0,4$ мг/с и $I_{\text{coil}} = 3$ А.

Заключение

Проводились эксперименты с СПД-20М1 малой мощности и безнакальным полым катодом М1.04. Во время экспериментов безнакальный полый катод работал как совместно с двигателем, так и в диодном режиме. Измерения проводились в струе СПД при анодном расходе рабочего тела $\dot{m}_a \approx 0,4$ мг/с, разрядное напряжение составляло $U_p = 200$ В.

Найден оптимальный режим работы данного катода как в диодном режиме, так и совместно с СПД при $\dot{m}_{\text{cath}} = 0,15$ мг/с. В результате зондовых измерений определены основные параметры струи плазмы СПД при $\dot{m}_a = 0,3 \dots 0,4$ мг/с, $U_d = 200$ В и $I_{\text{coil}} = 2,5 \dots 3$ А. При $\dot{m}_a = 0,4$ мг/с, $\dot{m}_{\text{cath}} = 0,15$ мг/с,

$U_d = 200$ В и $I_{\text{coil}} = 3$ А получено максимальное отношение интегрального ионного тока к разрядному.

Литература

1. David G. Fearn, Stephen D. Clark. The Potential Application of Small Electrically propelled Spacecraft to Low-cost Interplanetary Missions // 28th International Electric Propulsion Conference IEPC-03 (2003, 17 – 21 March). – Toulouse, France. – 2003. – P. 193.
2. Bober A., Guelman M. Analysis of Hall-Effect Thrusters and Ion Engines for Earth-to-Moon Transfer // 28th International Electric Propulsion Conference IEPC-03 (2003, 17 – 21 March). – Toulouse, France. – 2003. – P. 34.
3. Ahedo E., Gallardo J.M. Scaling Down Hall Thrusters // 28th International Electric Propulsion Conference IEPC-03 (2003, 17 – 21 March). – Toulouse, France. – 2003. – P. 104.
4. Hruby V., Monheiser J., Pote B. Low Power Hall Thruster Propulsion System // 26th International Electric Propulsion Conference IEPC-99-092 (1999, 17 – 21 October). – Kitakyushu, Japan. – 1999. – Vol. 1. – P. 544 – 551.
5. Belikov M.B., Gorshkov O.A., Rizakhanov R.N. The Output Parameters and Angular Plume Characteristics of Low Power Hall Thruster // 26th International Electric Propulsion Conference IEPC-99-094 (1999, 17 – 21 October). – Kitakyushu, Japan. – 1999. – Vol. 1. – P. 552 – 558.
6. Albarède L., Lago V., Lasgorceix P., Dudeck M., Malik K., Loya A., Bugrova A.I. Interaction of a Hollow Cathode Stream With a Hall Thruster // 28th International Electric Propulsion Conference IEPC-03 (2003, 17 – 21 March). – Toulouse, France. – 2003. – P. 333.

Поступила в редакцию 25.04.2004

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

УДК 621.452:539.4

А.Л. МИХАЙЛОВ, В.В. КУЧИН, С.В. КРЮКОВ**ОАО НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия****ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ ГТД
НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ОБЪЕМНОГО НДС
СРЕДСТВАМИ ANSYS**

Рассмотрены новые подходы в расчетном определении разрушающих частот вращения деталей рабочего колеса турбины. Для выполнения требований безопасности при эксплуатации ГТД авиационного применения необходимо обеспечить при аварийной раскрутке роторов турбин локализацию фрагментов разрушения деталей внутри двигателя. Предлагается при проектировании применить ранжирование запасов прочности рабочих лопаток и дисков турбин для предотвращения разрушения дисков.

газотурбинный двигатель, ротор силовой турбины, ранжирование запасов статической прочности диска и рабочей лопатки

Введение

Для обеспечения требований нормативных документов (АПЗЗ, FAR и др.) в подтверждение надежности авиационных ГТД требуется проведение многочисленных спец. испытаний с моделированием аварийных ситуаций. Для сокращения времени и затрат на эти испытания целесообразно расширение и совершенствование расчетных методов проектирования деталей и узлов двигателя. Одним из требований при проектировании силовых турбин (СТ) ГТД является обеспечение локализации фрагментов разрушившихся деталей внутри двигателя, чтобы предотвратить катастрофические последствия при несанкционированной раскрутке ротора СТ. Наиболее эффективным способом защиты считается спланированный обрыв рабочих лопаток и останов ротора. Поэтому на стадии проектирования предлагается ввести ранжирование запасов по разрушающей частоте вращения рабочих лопаток и дисков силовых турбин.

1. Формулирование проблемы

Наличие вероятности возникновения аварийной ситуации с несанкционированной раскруткой рото-

ра СТ например, при обрыве вала, требует гарантированной локализации фрагментов разрушения деталей внутри двигателя. Электронная система защиты двигателя, прекращающая подачу топлива в камеру сгорания, должна предотвратить заброс частоты вращения ротора СТ, которая выше предельно допустимой по прочности дисков.

Локализация фрагментов при обрыве лопаток обеспечивается достаточной прочностью корпуса. При разрушении дисков их фрагменты обладают очень большой энергией и не удерживаются корпусами, поэтому ставится задача исключения раскрутки ротора до разрушающих частот вращения дисков, с обеспечением более высокой прочности дисков относительно рабочих лопаток. Ввиду особой ответственности обеспечения безопасности работы ротора турбины на первое место встает вопрос точности определения частоты вращения, при которой произойдет разрушение деталей.

Простой и наиболее распространенный в настоящее время метод расчета разрушающей частоты вращения дисков основан на теории предельного равновесия в предположении идеального жесткопластического поведения материала, то есть полного выравнивания напряжений в сечении диска к мо-

менту разрушения и равенство их значения пределу прочности материала $\sigma_1 = \sigma_b$. Этот метод с достаточной точностью позволяет рассчитывать диски простой формы – постоянной толщины, конические, гиперболические, равного сопротивления. Такие диски разрушаются по радиальному направлению от действия тангенциальных напряжений, при оценке их несущей способности средние тангенциальные напряжения рассчитываются по элементарным формулам [1].

В настоящее время на основании нормативных требований несущая способность дисков ГТД оценивается расчетными запасами, как по разрушающей частоте вращения, так и по напряжениям, определенным по одномерной расчетной модели, в которой диски рассматриваются как круглые пластины переменной толщины.

Для обеспечения необходимой прочностной надежности установлены расчетные запасы по разрушающей частоте вращения K_{B1} и K_{B2} или, как их принято называть, запасы по несущей способности диска, и запасы по местным напряжениям K_m . Запас K_{B1} является мерой безопасности вращающегося диска при его возможном разрушении по меридиональному сечению и определяется следующим образом: $K_{B1} = n_1 / n_{\text{раб}}$, где $n_{\text{раб}}$ – частота вращения диска на рабочем режиме. Запас K_{B2} является мерой безопасности при разрушении по цилиндрическому сечению: $K_{B2} = n_2 / n_{\text{раб}}$, где n_1, n_2 – расчетные значения разрушающей частоты вращения по меридиональному и цилиндрическому сечениям.

Экспериментальный запас $K_{BЭ}$ диска определяется по соотношению: $K_{BЭ} = n_{\text{экс}} / n_{\text{раб}}$, где $n_{\text{экс}}$ – частота вращения диска при экспериментальной проверке разгонными испытаниями.

Запас по местным напряжениям K_m определяется как: $K_m = \sigma_{\text{дл}}^t / \sigma_{\text{max}}$, где $\sigma_{\text{дл}}^t$ – предел длитель-

ной прочности материала при рабочей температуре в зоне действия максимальных напряжений; σ_{max} – максимальные напряжения в диске, определенные по одномерной расчетной модели с учетом температурных напряжений и напряжений изгиба [2, 3].

Считается, что погрешность расчета разрушающей частоты вращения дисков по одномерной модели не превышает 10%.

Однако, как показал анализ результатов разгонных испытаний дисков, существующие методы прогнозирования несущей способности не всегда и не в полной мере позволяют оценить их работоспособность с учетом конструктивных и технологических особенностей. Отсутствует надежная методика оценки прочности дисков, имеющих сложную геометрию, а также изготовленных из новых материалов, полученных по новым технологиям. Расчетные и экспериментальные запасы являются консервативными и детерминированными величинами, не учитывают рассеяния механических характеристик материала, предельных состояний конструкций и неодинаковые для разных материалов соотношения расчетных и экспериментальных разрушающих частот вращения.

В то же время требования к повышению надежности авиационных ГТД, тенденция к снижению весовых характеристик, приводят к необходимости совершенствования методов расчета, выбора минимальных запасов прочности, создания надежных методик прочностной оценки новых материалов, конструкций и технологий.

В данной работе для оценки разрушающей частоты вращения и определения зоны начала статического разрушения дисков ротора турбины ГТД использован метод конечных элементов ANSYS, который позволил определить трехмерное НДС дисков с учетом реального теплового состояния, особенностей геометрии и взаимодействия с

сопряженными деталями. За момент статического разрушения здесь принята частота вращения, при которой суммарная деформация в наиболее напряженной точке диска достигает некоторого предельного значения, равного относительному удлинению гладкого стандартного образца, вырезанного из данного диска, при соответствующей температуре в зоне с $E_{i\max}$ [4]:

$$E_i = \delta^t. \quad (1)$$

Переход от объемного НДС к размаху продольной деформации гладкого образца выполнен по формуле:

$$E_i = \frac{3}{2(1+\mu)} \cdot E_i^e + E_i^p, \quad (2)$$

где $\mu = 0,5$ – коэффициент Пуассона жаропрочных никелевых сплавов ЭК79ИД и ЭП742ИД в области больших деформаций;

$E_i^e = \frac{\sqrt{2}}{3} \cdot \sqrt{(E_{11}^e - E_{22}^e)^2 + (E_{22}^e - E_{33}^e)^2 + (E_{33}^e - E_{11}^e)^2 + \frac{3}{2} \cdot ((E_{12}^e)^2 + (E_{23}^e)^2 + (E_{13}^e)^2)}$ – интенсивность упругих деформаций;

$E_i^p = \frac{\sqrt{2}}{3} \cdot \sqrt{(E_{11}^p - E_{22}^p)^2 + (E_{22}^p - E_{33}^p)^2 + (E_{33}^p - E_{11}^p)^2 + \frac{3}{2} \cdot ((E_{12}^p)^2 + (E_{23}^p)^2 + (E_{13}^p)^2)}$ –

интенсивность пластических деформаций.

С целью исследования влияния концентраторов напряжений на несущую способность дисков были проведены в частности разгонные испытания натуральных дисков ротора СТ изделия «ТВД-1500» (рис. 1).

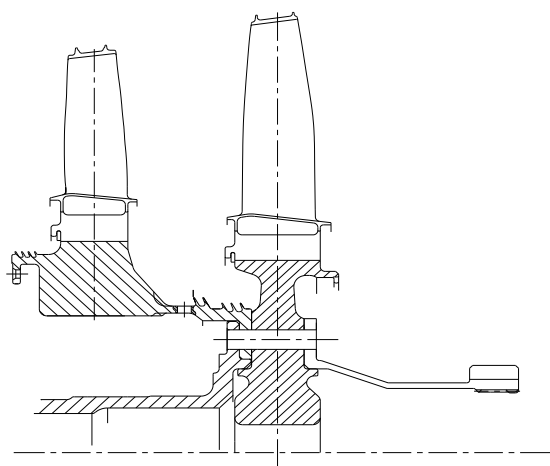


Рис. 1. Конструкция ротора СТ изделия «ТВД-1500»

При испытаниях в составе двигателя разрушился диск 1 ступени СТ.

Материал диска – жаропрочный сплав ЭК79ИД, механические свойства материала диска при $t = 20^\circ\text{C}$:

- предел прочности $\sigma_B = 140 \text{ кг/мм}^2$;
- $\sigma_{0,2} = 97,7 \text{ кг/мм}^2$;
- относительное удлинение – $\delta = 18,8\%$;
- поперечное сужение – $\psi = 21,5\%$.

Расчетная разрушающая частота вращения по теории предельного равновесия (ТПР) $n = 38100$ об/мин. Экспериментальная разрушающая частота вращения $n_{\text{эксп}} = 33400$ об/мин.

Погрешность расчета $\frac{n_{\text{разр}} - n_{\text{эксп}}}{n_{\text{эксп}}} 100\%$ составила 14% (табл. 1).

Для определения разрушающей частоты вращения диска на основе деформационного критерия (1) были проведены упругопластические расчеты на объемной модели с постепенно повышающейся частотой вращения. Расчеты проводились с учетом больших перемещений и деформаций. Математическая трехмерная модель диска, на которую наложена конечно-элементная сетка, и результаты расчета эквивалентных суммарных деформаций приведены на рис. 2 и 3.

Таблица 1
Сравнение расчетных и экспериментальной разрушающей частоты вращения диска

Материал	ТПР, об/мин	МКЭ, об/мин	Эксперимент, об/мин
$n_{\text{разр}}$	38100	33900	33400
$\frac{n_{\text{разр}} - n_{\text{эксп}}}{n_{\text{эксп}}} 100\%$	14,0	1,5	–

Суммарная эквивалентная деформация в зоне радиального отверстия достигает предельного относительного удлинения δ на частоте вращения, равной 33900 об/мин. Погрешность расчета,

рассчитываемая как $\frac{n_{\text{разр}} - n_{\text{эксп}}}{n_{\text{эксп}}} 100\%$, составила

1,5% (табл. 1).

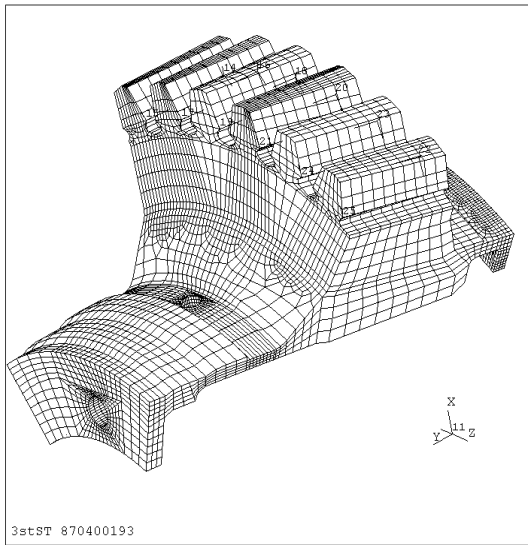


Рис. 2. Конечно-элементная модель диска СТ изд. «ТВД-1500» (18 475 элементов, 23810 узлов)

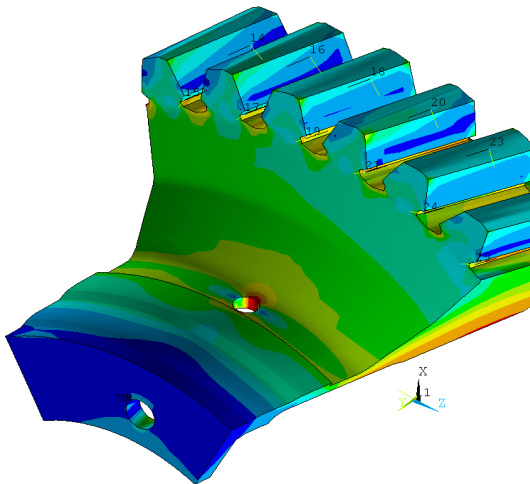


Рис. 3. Распределение эквивалентных суммарных деформаций в диске СТ изд. «ТВД-1500»

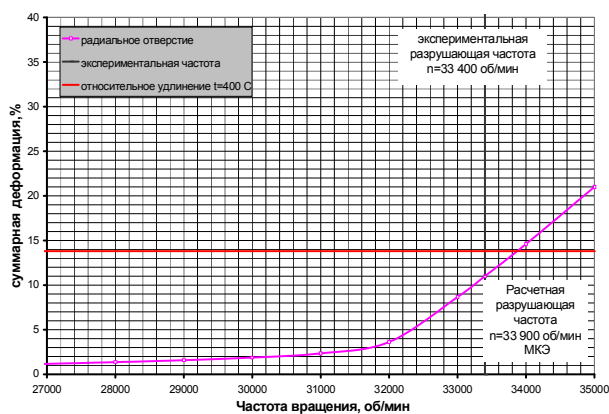


Рис. 4. Зависимости эквивалентных суммарных деформаций от частоты вращения диска

Согласно металловедческим исследованиям разрушение диска началось с радиального отверстия в ступице.

Для лопатки ротора турбины разрушающую частоту вращения можно определить по результатам расчета одномерной модели на несущую способность, т.е. достижение предела прочности по всему расчетному сечению лопатки. Допустимый запас по несущей способности определенный по существующей методике составляет порядка 1,5.

2. Решение проблемы

Для получения меньших запасов прочности рабочих лопаток по сравнению с диском выполнено ослабление хвостовика лопатки первой ступени силовой турбины. На рис. 5 представлена КЭ модель лопатки. Ослабление выполнено за счет введения двух отверстий в удлинительной ножке перпендикулярно оси лопатки. В зоне отверстий введена увеличенная густота элементов. Расчет выполнен в поле центробежных сил. На рис. 6 представлены результаты расчета объемного НДС предлагаемой лопатки. Наибольшая интенсивность напряжений и деформаций находится в зоне отверстий. На рис. 7 показана зависимость суммарной эквивалентной деформации в зоне максимальной концентрации от частоты вращения ротора. Определенная этим методом расчетная разрушающая частота вращения рабочей лопатки составила $n = 30000$ об/мин, что ниже расчетной разрушающей частоты вращения диска ($n = 33900$ об/мин) на 13%.

Сравнение зависимостей суммарных эквивалентных деформаций в зонах максимальной концентрации напряжений диска и лопаток представлено на рис. 7, из которого видно, что определенная этим методом расчетная разрушающая частота вращения рабочей лопатки ниже, чем у диска.

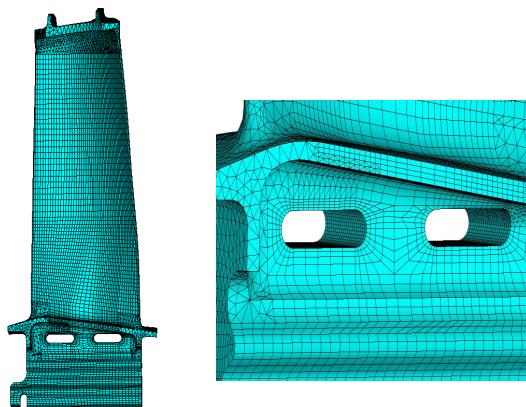


Рис. 5. Модель предлагаемой лопатки

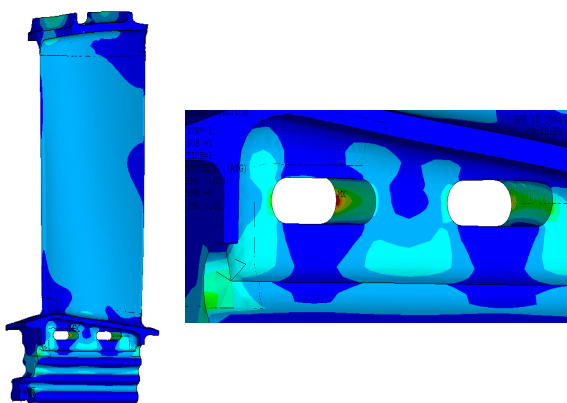


Рис. 6. Распределение эквивалентных суммарных деформаций в лопатке

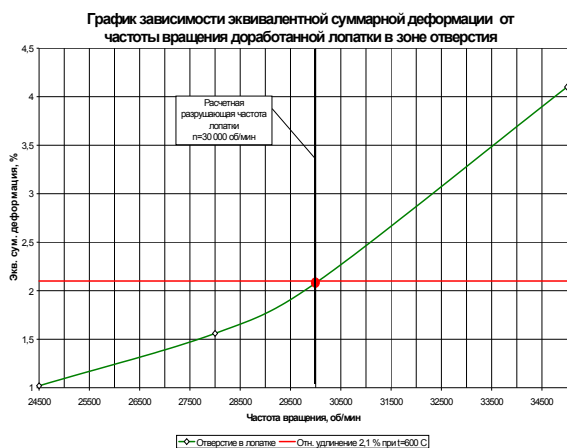


Рис. 7. Зависимости эквивалентных суммарных деформаций от частоты вращения диска

Заключение

Предлагаемая методика расчетного определения разрушающей частоты вращения рабочей лопатки и диска обладает достаточной точностью и позволяет проектировать ротор силовой турбины с

ранжированием запасов. Обрыв рабочей лопатки и последующее снижение частоты вращения гарантирует отсутствие нелокализованных фрагментов при разрушении вала СТ.

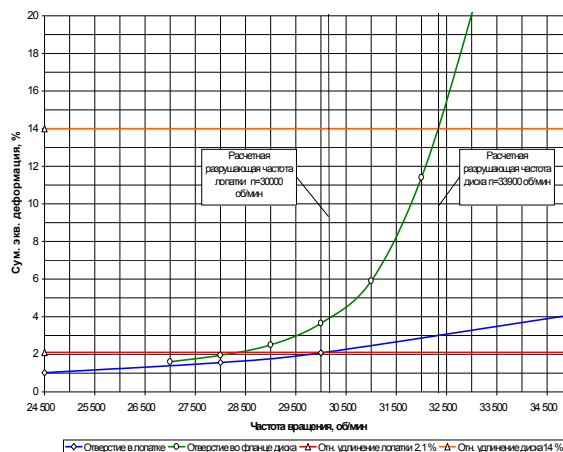


Рис. 8. Зависимости эквивалентных суммарных деформаций от частоты вращения диска, лопатки и разрушающие частоты вращения

Литература

1. Грушко М.Ю., Галкин О.В., Михайлов А.Л. Развитие критериев несущей способности дисков ротора турбины ГТД при расчете НДС на трехмерных моделях // Новые технологические процессы и надежность ГТД. – М.: ЦИАМ. – 2003. – С. 103 – 112.
2. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. – М.: Машиностроение. – 1979. – 702 с.
3. Демьянушко И.В., Биргер И.А. Расчет на прочность вращающихся дисков. – М.: Машиностроение, 1978. – 247 с.
4. Михайлов А.Л. Критерии несущей способности дисков ротора турбины ГТД на основе математического моделирования объемного НДС // Вестник двигателестроения. – Запорожье. – 2003. – № 2. – С. 105 – 110.

Поступила в редакцию 1.06.2004

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. В.Н. Вернигор, Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева, Рыбинск.

УДК 621.822

А.М. АРАСЛАНОВ, Г.И. ЗАЙДЕНШТЕЙН, Н.Н. МАЛИВАНОВ

*Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева, Россия***ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ПОДШИПНИКОВ ГТД**

Рассмотрен экспериментально-теоретический метод расчета теплового режима подшипников ГТД, основанный на обработке опытных данных методами теории подобия. Предложены критериальные зависимости для оценки суммарных затрат мощности на привод подшипников и, как следствие, расчетная оценка либо рабочей температуры подшипника, либо потребной прокачки масла через подшипник.

подшипники ГТД, тепловой режим, температура, прокачка, числа подобия, потери мощности, температура качения, сепаратор

Введение

Работоспособность газотурбинных радиально-упорных шарикоподшипников и радиальных роликоподшипников в значительной мере зависит от их теплового режима.

В работе [1] суммарные потери мощности на привод подшипника были методологически разделены на две определяющие группы:

$$\sum Q = Q_{\text{тр}} + Q_{\text{гидр}},$$

где $\sum Q$ – суммарные потери мощности на привод;

$Q_{\text{тр}}$ – потери, обусловленные всевозможными силами трения в контакте между телами качения и кольцами;

$Q_{\text{гидр}}$ – гидродинамические потери, характеризующие процессы перемешивания масла телами качения в канале подшипника.

Потери мощности на трение определяются всевозможными силами сопротивлений, возникающими на контактирующих поверхностях элементов подшипников (дифференциальное скольжение, упругий гистерезис, гироскопическое верчение и пр.), дифференцированный учет влияния которых на потери в реальных условиях работы не представляется возможным. Учитывая объективные трудности выполнения теплового расчета, лишь на основе теоретических предпосылок был предложен путь экспериментально-теоретического исследования с применением методов теории подобия.

1. Исследования теплового режима радиально-упорных шарикоподшипников

Мощность трения в подшипнике, на наш взгляд, можно представить как потери, отнесенные к контакту между телами качения и беговыми дорожками колец, и потери, отнесенные к зазору между шариками и гнездами сепаратора, причем сюда же отнесем затраты мощности, обусловленные протеканием процессов трения между сепаратором и центрирующими буртами наружного кольца.

Процесс течения масла в названных зазорах происходит в присутствии теплообмена, и его описание должно основываться на контактно-гидродинамической теории смазки. Однако совместное решение контактной, гидродинамической и тепловой задач весьма затруднительно. Поэтому предложена упрощенная модель, где истинный процесс течения смазывающей жидкости заменен простым гидродинамическим течением масла между двумя абсолютно жесткими телами.

Записывая системы уравнений, описывающие неизотермическое течение вязкой несжимаемой жидкости в зазорах между телами качения и кольцами, а также между шариками и гнездами сепаратора, и анализируя их методами теории подобия, можно получить структурную формулу для определения суммарного коэффициента сопротивлений C :

$$C = c_{1k}(Re, Eu, Pr) + c_{1c}(Re, Eu, Pr) + c_2(Re, Pr),$$

где c_{1k} – коэффициент сопротивления трения в контакте между телами качения и кольцами;

c_{1c} – коэффициент сопротивления трения в контакте между шариками и гнездами сепаратора;

c_2 – коэффициент гидродинамических сопротивлений;

Re , Eu , Pr – критерии подобия, характеризующие гидродинамическое течение вязкой несжимаемой жидкости.

Следует отметить, что коэффициент сопротивления трения в контакте c_{1k} и коэффициент сопротивления трения в сепараторе c_{1c} характеризуют в комплексе все процессы трения в подшипниках качения. Зная c_{1k} , c_{1c} и c_2 , по известной из экспериментальной гидродинамики формуле можно рассчитать суммарные потери мощности на привод подшипника (в Вт):

$$\sum Q = (c_{1k} + c_{1c} + c_2)z\rho D_w^2 u^3,$$

где z – число тел качения в подшипнике;

ρ – плотность масла, кг/м³;

D_w – диаметр шарика, м;

u – окружная скорость сепаратора, м/с.

Одним из путей снижения тепловыделения в подшипнике является путь уменьшения потерь мощности на трение в сепараторе применением специальных антифрикционных покрытий. Исследование антифрикционных свойств осадков мягких металлов на подшипниках скольжения [2 – 4] позволило выявить ряд покрытий, имеющих существенное преимущество перед серебряными покрытиями, которые используются в настоящее время в сепараторах газотурбинных радиально-упорных шарикоподшипников. Применение этих покрытий, как показали наши исследования, существенно снижает потери мощности на трение в сепараторе и, следовательно, тепловыделение в подшипнике в целом.

Опыты проводились с серийными газотурбинными шарикоподшипниками, имеющими посадоч-

ный диаметр на вал 150 (B176130P2), 140 (8A176128B1T2), 110 мм (1176122B1T2). Испытания проводились в диапазоне изменения осевых нагрузок от 5000 до 50000 Н, температур охлаждающего масла на входе в подшипник от 60 до 80° С и частоты вращения вала от 3000 до 9000 мин⁻¹.

На первом этапе исследований изучалось влияние на потери мощности состава покрытий сепаратора, нагрузки, температуры масла и окружной скорости сепаратора. Гидродинамические потери (в Вт) подсчитывались по формуле (1):

$$Q_{\text{гидр}} = 16.6 \cdot 10^5 \cdot Re^{1.25} Pr^1 z\rho D_w^2 u^3.$$

Потери на трение определялись как разность между полученными в опытах значениями суммарных потерь $\sum Q$ и расчетной величиной $Q_{\text{гидр}}$:

$$Q_{\text{тр}} = Q_{\text{кон}} + Q_{\text{сеп}} = \sum Q - Q_{\text{гидр}},$$

где $Q_{\text{кон}}$ – потери мощности на трение в контакте между телами качения и беговыми дорожками колец, Вт;

$Q_{\text{сеп}}$ – потери на трение в контакте между шариками и гнездами сепаратора, Вт.

Потери мощности на трение $Q_{\text{тр.пок}}$ и следовательно, суммарные потери $\sum Q_{\text{пок}}$ у подшипников с сепараторами, покрытыми антифрикционными покрытиями, ниже, чем у серийных подшипников, на сепараторы которых осаждено серебро.

Увеличение окружной скорости сепаратора и приводит к интенсивному возрастанию $\sum Q$ и $Q_{\text{тр}}$ как у подшипника с серебряным покрытием сепаратора, так и у подшипника, с осажденным на него новым покрытием. При росте окружной скорости с 13,156 до 39,467 м/с потери мощности на трение у подшипника с антифрикционным покрытием сепаратора снижаются по сравнению с серийным подшипником на 30...40%. Нагрузка более слабо, чем скорость вращения, влияет на рост потерь мощности.

С увеличением осевой нагрузки с 10000 до 50000 Н потери мощности трения у подшипника с новым покрытием по сравнению с подшипником с сереб-

ряным покрытием сепаратора уменьшаются на 700 ... 1000 Вт.

Следует отметить, что с ростом окружной скорости сепаратора и осевой нагрузки на подшипник доля потерь мощности на трение в суммарных потерях растет и достигает 80% при $u = 39,467$ м/с и $F_a = 40000; 50000$ Н.

Применение новых антифрикционных покрытий сепараторов подшипников снижает потери мощности, связанные с сепаратором, и, следовательно, потери мощности на трение в целом.

В результате обработки экспериментальных данных была получена критериальная зависимость для определения параметра В (в Вт):

$$B = Q_{\text{тр.сеп}} - Q_{\text{тр.пок}} = 1,25 \cdot 10^{-2} \text{ Re}^{-0,218} \times \\ \times \text{Eu}^{0,3} \text{ Pr}^{0,0132} \text{ zp D}_w^2 u^3.$$

Считая, что величина параметра В определяется только потерями мощности в сепараторе, можно записать:

$$B = Q_{\text{тр.сеп}} - Q_{\text{тр.сеп}} = Q_{\text{кон.сеп}} + Q_{\text{сеп.сеп}} - \\ - Q_{\text{кон.пок}} - Q_{\text{сеп.пок}} = Q_{\text{сеп.пок}} - Q_{\text{сеп.пок}}.$$

Рассматривая это выражение совместно с данными, полученными нами в опытах с подшипниками скольжения [2—4], мы получили формулы для оценки $Q_{\text{сеп.сеп}}$ и $Q_{\text{сеп.пок}}$:

$$Q_{\text{сеп.сеп}} = 3,18 \cdot 10^{-2} \text{ Re}^{-0,218} \text{ Eu}^{0,3} \text{ Pr}^{0,0132} \text{ zp D}_w^2 u^2; \\ Q_{\text{сеп.пок}} = 1,66 \cdot 10^{-2} \text{ Re}^{-0,218} \text{ Eu}^{0,3} \text{ Pr}^{0,0132} \text{ zp D}_w^2 u^3.$$

Это позволило расчетным путем определять потери мощности трения в сепараторах с различными покрытиями.

Учитывая эти формулы, можно определить опытные значения потерь мощности на трение в контакте между телами качения и беговыми дорожками колец, которые будут одинаковы для подшипников с различными покрытиями их сепараторов:

$$Q_{\text{кон}} = \sum Q - Q_{\text{гидр}} - Q_{\text{сеп}}.$$

Причем $Q_{\text{гидр}}$ и $Q_{\text{сеп}}$ рассчитываются по формулам, а $\sum Q$ находится из опытов.

В результате обработки опытных данных была получена критериальная зависимость для расчета потерь на трение в контакте $Q_{\text{кон}}$ (в Вт) между телами качения и беговыми дорожками колец тяжело нагруженных радиально-упорных шарикоподшипников:

$$Q_{\text{кон}} = 0,49 \cdot 10^{-10} \text{ Re}^{-1,065} \text{ Eu}^{0,3} \text{ Pr}^{1,285} \text{ zp D}_w^2 u^3.$$

Окончательно запишем выражения для оценки суммарных потерь мощности на привод в радиально-упорных шарикоподшипниках ГТД с различными покрытиями их сепараторов:

$$\sum Q = Q_{\text{кон}} + Q + Q = 0,49 \cdot 10^{-10} \text{ Re}^{-1,065} \times \\ \times \text{Eu}^{0,3} \text{ Pr}^{1,285} \text{ zp D}_w^2 u^2 + (A_1 \cdot 10^{-2} \text{ Re}^{-0,218} \times \\ \times \text{Eu}^{0,132} + 16,6 \cdot 10^5 \text{ Re}^{-1,25} \text{ Pr}^{-1}) \text{ zp D}_w^2 u^3,$$

где A_1 — опытный коэффициент, характеризующий влияние состава покрытия сепаратора на потери мощности на трение в них ($A_{1 \text{ сеп}} = 3,18$, $A_{1 \text{ пок}} = 1,66$).

Следует отметить, что лучшими антифрикционными свойствами обладает покрытие сплавом цинк + свинец с 40% содержанием свинца, однако данный сплав имеет сравнительно низкую температуру плавления (около 400 °С). Дальнейшим развитием этого направления исследований явилось применение покрытия сплавом цинк + никель (8–15%), имеющего температуру плавления, близкую к серебру.

Данное направление исследований имело свое продолжение в виде поиска гальванопокрытий крепежных деталей газотурбинных двигателей взамен серебра. Проведены все необходимые исследования и внедрен в производство нетоксичный технологический процесс осаждения электрохимического покрытия сплавом цинк + никель на крепежные детали взамен серебра.

2. Исследование теплового режима радиальных роликоподшипников

В работе исследовалось влияние дополнительного конструктивного фактора — возможной пустотелости роликов и цельные ролики рассматривались

как частный случай при степени пустотелости, равной нулю.

Применение пустотелых роликов приводит к уменьшению давления в зоне контакта роликов с кольцами, с одной стороны, за счет снижения среднего значения нагрузки на один ролик, которое обусловлено как более лучшим распределением нагрузки между телами качения, так и уменьшением центробежной силы; с другой стороны, за счет увеличения площадки контакта, которая определяется большей упругой податливостью полых роликов по сравнению с цельными.

Снижение давления в зоне контакта уменьшает силы на проталкивание жидкости в зазорах между роликами и кольцами и, следовательно, приводит к уменьшению мощности, затрачиваемой на преодоление гидродинамического трения.

Опыты проводились с серийными газотурбинными роликовыми подшипниками В32222Д1Т2, В32220Д1Т2, В32218Д1Т2 и степенью пустотелости 0; 0,43; 0,6; 0,7.

В результате обработки экспериментальных данных была получена зависимость для расчета суммарных потерь мощности на привод роликподшипников ГТД с пустотелыми роликами.

Причем в расчет введена функция степени пустотелости, которая отражает то явление, что до некоторого значения степени пустотелости (в нашем случае 0,6) увеличение площадки контакта ведет к снижению давления в зоне контакта и, следовательно, к уменьшению затрат мощности на трение

$$\varphi_1^1 = e^{(x-0,57)} / (1,7 - 1,1X).$$

Однако уже при $X = 0,7$ дальнейшее увеличение площадки контакта приводит к росту потерь мощности на трение за счет увеличения силы проталкивания жидкости в зазорах роликподшипников. Зависимость для расчетной оценки суммарных затрат мощ-

ности на привод роликподшипников ГТД имеет вид

$$\sum Q = [\varphi_1^1(x) \times 0,179 \times 10^{-5} \times R_e^{0,5} \times \varepsilon_u^{0,6} \times P_z^{0,73} + 18 \times 10^{-5} \times R_e^{-1,25} \times P_z^{-1}] \times z \times \rho \times L_{we}^2 \times u^3,$$

где R_e , E_u , P_r – числа подобия.

Заключение

Имея возможность оценивать ΣQ расчетным путем, из уравнения теплового баланса можно определять либо прокачку масла для обеспечения заданной температуры подшипника $t_{подш}$ (практически равной $t_{м. вых}$), либо $t_{подш}$, если задано количество прокачиваемого масла q_m .

Литература

1. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. – М.: Машиностроение, 1978. – 178 с.
2. Демидович В.М., Кочман Э.П., Зайденштейн Г.И. Антифрикционные свойства некоторых гальванопокрытий // Труды семинара «Теория и практика электроосаждения металлов и сплавов». – Пенза, 1978 (ПДНТП). – С. 57 – 58.
3. Демидович В.М., Кочман Э.Д., Зайденштейн Г.И. Улучшение антифрикционных свойств гальванопокрытий подшипников // Труды II Всесоюзного семинара «Структура и механические свойства электролитических покрытий». – Тольятти, 1979. – С. 32.
4. Демидович В.М., Кочман Э.Д., Зайденштейн Г.И., Сулейманов Ф.М. Антифрикционные свойства защитных гальванопокрытий // Труды конференции «Теория и практика защиты металлов от коррозии». – Куйбышев, 1979. – С. 71 – 72.

Поступила в редакцию 25.05.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Мингазов, Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева, Казань.

УДК 621.438-762

Р.Р. КЛИМИК, Ю.А. ЗЕЛЁНЫЙ, Е.А. БАНДУРКО*ГП “Прогресс-Ивченко”, Запорожье, Украина***РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ДИНАМИКИ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА НАД РАБОЧЕЙ ЛОПАТКОЙ ТУРБИНЫ**

Рассмотрены вопросы расчетно-экспериментальной оценки изменения величины радиального зазора над рабочей лопаткой турбины, полученной на основании результатов термометрирования, с целью проверки и выбора величины монтажного зазора и недопустимости врезаний ротора в детали статора на переходных режимах работы двигателя.

радиальный зазор, рабочая лопатка, к.п.д., радиальные перемещения, статор, ротор**Введение**

Заметная доля потерь в осевой турбине обусловлена течениями газа в радиальном зазоре, которые имеют сложный характер и зависят от многих факторов. Сюда входят конструктивное исполнение узла, условия газодинамики и теплообмена, нагрузка ступени, степень реактивности, величина радиального зазора и многое другое.

В процессе работы величина радиального зазора не является величиной постоянной, она изменяется по режимам работы двигателя за счет изменения в динамике прогрева и охлаждения роторных и статорных узлов и изменения силовых нагрузок. Причем динамика нагрева при разгоне и охлаждении, при сбросе оборотов двигателя протекает по различным законам.

1. Концепция исследований

При конструировании узла турбины необходимо стремиться к минимальным зазорам на основных рабочих режимах, и исключить врезание роторных узлов в статорные на переходных, т.е. стремиться к их согласованному совместному радиальному перемещению и это является трудновыполнимой задачей. Эта задача особенно усложняется на уже изготовленных двигателях, поскольку решение вопросов стабилизации радиального зазора зачастую требует коренной переделки узлов. А отсутствие недорогих

и простых средств измерения радиального зазора в процессе работы двигателя, особенно по узлу турбины, еще больше усложняет ее решение. Ко всему вышесказанному, следует добавить о достаточно весомом влиянии на величину радиального зазора несоосности между ротором и статором, вызванной технологическими допусками на изготовление входящих в узел деталей, а также окружной температурной и силовой неравномерностью.

Одним из методов определения изменения радиального зазора является расчет динамики изменения температурного и сложного теплонапряженного состояния статорных и роторных узлов по времени для оценки их радиальных перемещений на основании результатов термометрирования деталей турбины, полученных на газогенераторе или полноразмерном двигателе.

2. Содержание и результаты исследований

В настоящей работе представлена расчетно-экспериментальная оценка изменения радиального зазора над рабочей лопаткой турбины с целью определения рабочего зазора при выбранном монтажном зазоре при условии недопустимости врезания роторных деталей в статорные на переходных режимах работы двигателя. Поскольку наиболее трудным вопросом при расчете температурных полей является правильный выбор граничных условий теплооб-

мена, результаты расчета корректировались в соответствии с результатами термометрирования, полученными на полноразмерном двигателе или газогенераторе в реальных условиях за счет подбора граничных условий.

Термометрирование диска турбины и наружного корпуса проводилось на двухкаскадном газогенераторе. Конструкция и схема препарирования статора и ротора турбины представлена на рис. 1.

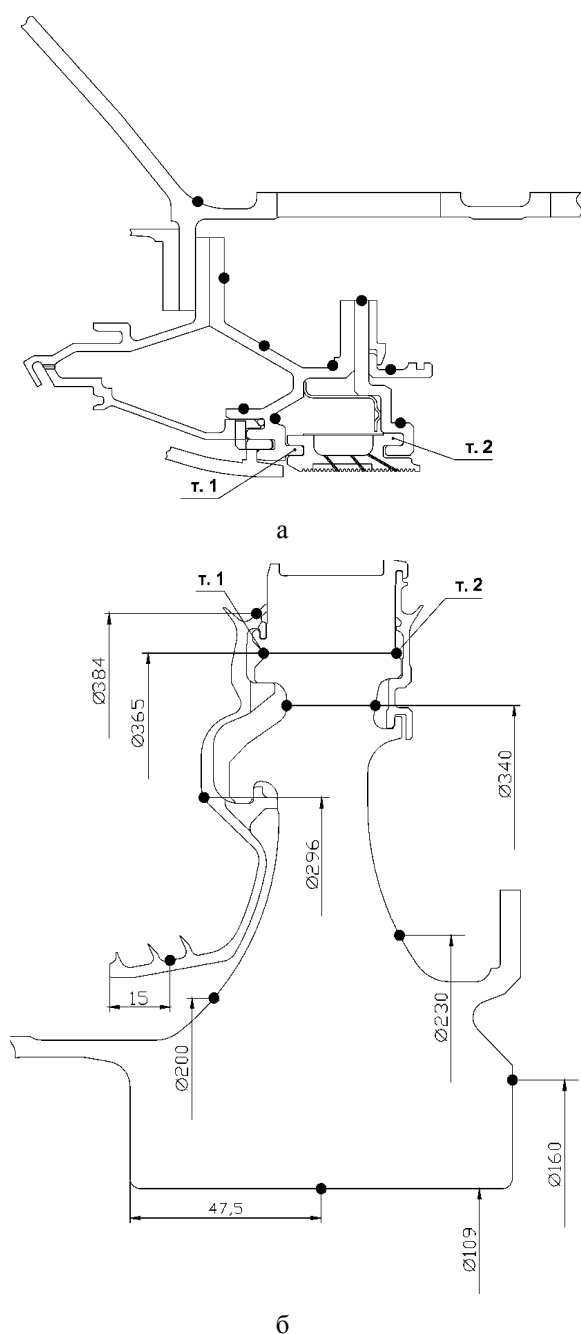


Рис. 1. Схема препарирования статора и ротора турбины:
а – статор турбины б – диск турбины

С целью оценки всех возможных и самых неблагоприятных условий, с точки зрения врезания роторных узлов в статорные, назначался регламент работы двигателя, включающий в себя выход непрогретого двигателя на взлетный режим, максимальный прогрев его на этом режиме, переход на режим земного малого газа и работа на нем до стабилизации температур корпусных деталей и повторный выход на взлетный режим в темпе приемистости. Циклограмма регламента работы двигателя представлена на рис. 2.

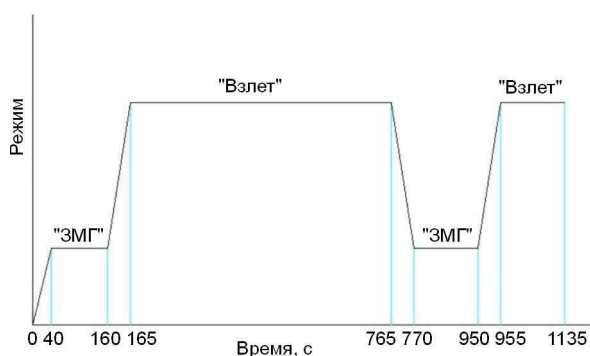


Рис. 2. Циклограмма назначенного регламента работы двигателя

Расчеты динамики изменения температур роторных и статорных узлов, в соответствии с назначенным регламентом работы двигателя, проводились конечно-разностными методами. Температурное состояние наружного корпуса и диска турбины на стационарном взлетном режиме (скорректированное по результатам термометрирования) представлено на рис. 3, 4.

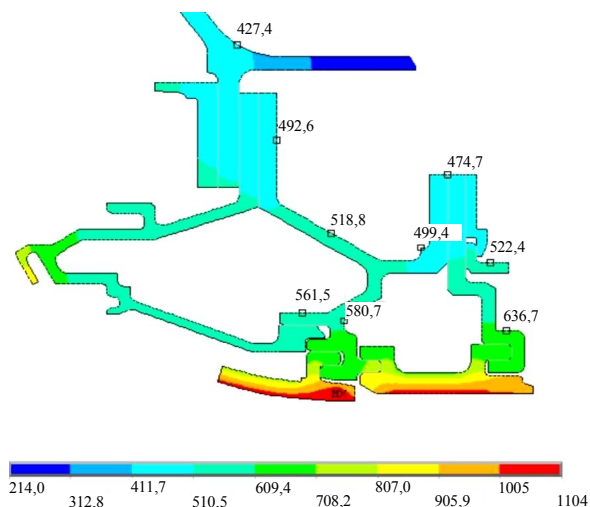


Рис. 3. Температурное поле статора турбины

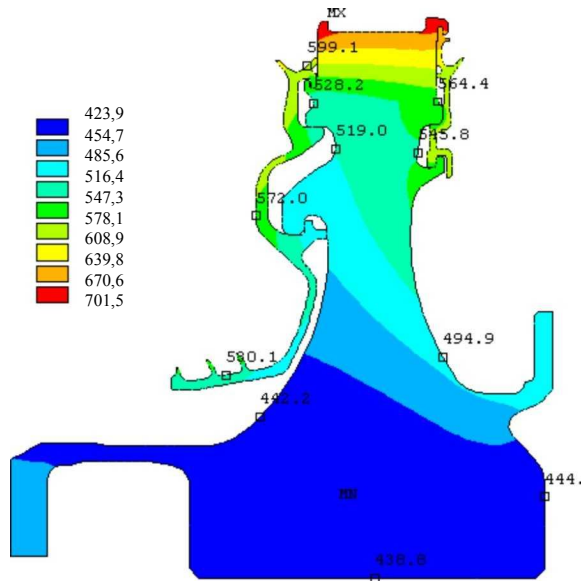


Рис. 4. Температурное поле диска турбины

После получения данных по температурному состоянию роторных и статорных узлов, используя конечно-элементные методы, проводились расчеты динамики изменения их сложного теплонапряженного состояния, которое позволяет получить изменения радиальных перемещений по времени в соответствии с назначенным регламентом работы двигателя.

Расчетная динамика изменения радиальных перемещений статора турбины представлена на рис. 5.

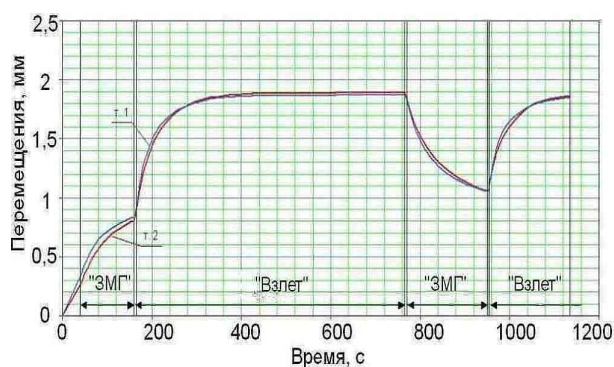


Рис. 5. Динамика изменения радиальных перемещений статора турбины

Динамика изменения перемещений обода диска турбины представлена на рис. 6.

Прогрев пера и ножки рабочей лопатки по времени принимался равным 5...8 секунд, и их темпе-

ратурное перемещение рассчитывалось как перемещение нагретого стержня в соответствии с выбранными режимами работы двигателя.

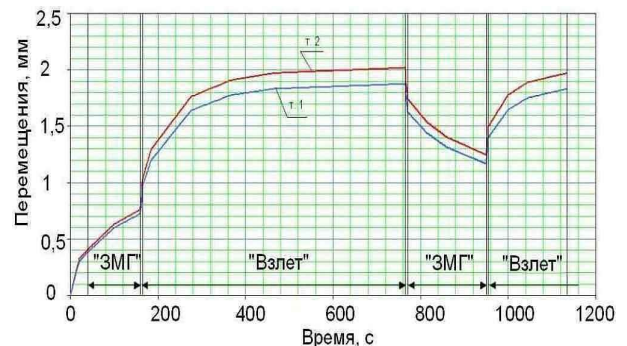


Рис. 6. Динамика изменения радиальных перемещений обода диска турбины

На рис. 7 представлена динамика изменения перемещения ротора и статора турбины и величина расчетного радиального зазора без учета величин технологических несоосностей и короблений корпуса из-за температурной и силовой неравномерности.

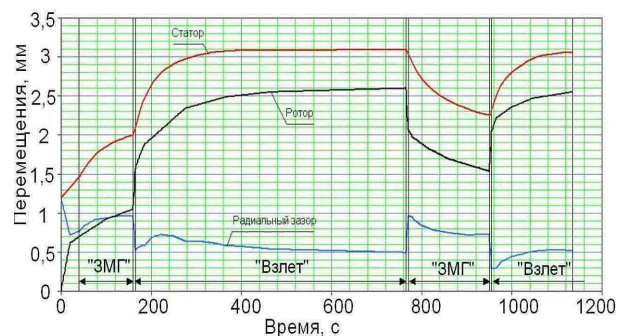


Рис. 7. Динамика изменения перемещений ротора, статора турбины и изменение радиального зазора по времени

Заключение

Предлагаемый метод оценки позволяет получить расчетную величину изменения радиального зазора над рабочей лопаткой турбины, в соответствии с назначенным регламентом работы двигателя и уточнять величину выбранного монтажного зазора, исходя из условий безконтактной работы.

Поступила в редакцию 12.04.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Л. Шубенко, ИПмаш НАНУ, Харьков.

УДК 629.7.036:539.4

А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ, А.В. ПЕТРОВ*ГП “Ивченко - Прогресс”, Украина***ВЫБОР НЕОБХОДИМЫХ ПАРАМЕТРОВ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ СЕТОК ПРИ РАСЧЕТАХ НА ПРОЧНОСТЬ ЛОПАТОК АВИАДВИГАТЕЛЕЙ**

Рассмотрено обоснование выбора необходимых параметров конечно-элементных сеток при расчетах на прочность лопаток компрессоров авиационных газотурбинных двигателей в трехмерной постановке. Предлагается методика оценки погрешностей, связанных с дискретизацией сеток и пересчетом граничных условий на субмодель. Оценивается влияние различных типов объемных конечных элементов на напряженное состояние лопатки.

метод конечных элементов, лопатки авиационных ГТД, прочность, конечно-элементные сетки, типы элементов, трехмерный анализ, субмодель, погрешность, дискретизация, граничные условия

В настоящее время метод конечных элементов (МКЭ) [1 – 3] является одним из наиболее часто используемых методов для расчета статической и динамической прочности двигателей в проектно-конструкторских организациях. Разработан ряд универсальных (коммерческих) конечно-элементных программных пакетов, в первую очередь – это NASTRAN, ANSYS, COSMOS, ABAQUS и др.

Они обладают обширными библиотеками конечных элементов и решателей систем уравнений, позволяющих моделировать и решать широкий круг задач прочности, газовой динамики, теплопередачи и др.

Однако за их универсальностью скрывается один существенный недостаток – эти программные пакеты требуют адаптации для решения конкретных инженерных задач.

Под адаптацией понимается выбор типа конечного элемента, степени густоты конечно-элементной сетки, подбор граничных условий и способа приложения нагрузок. Полученные таким образом расчетные результаты сравниваются с данными эксперимента и вырабатываются методические рекомендации для расчета тех или иных деталей. Так, например, в работе [3] приводится анализ сходимости численных расчетов по МКЭ для простейших задач изгиба балок и пластин.

Целью данной работы является обоснование выбора необходимых параметров конечно-элементных моделей (типа элемента и степени дискретизации сеток) при расчетах на прочность лопаток компрессоров авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) в трехмерной объемной постановке.

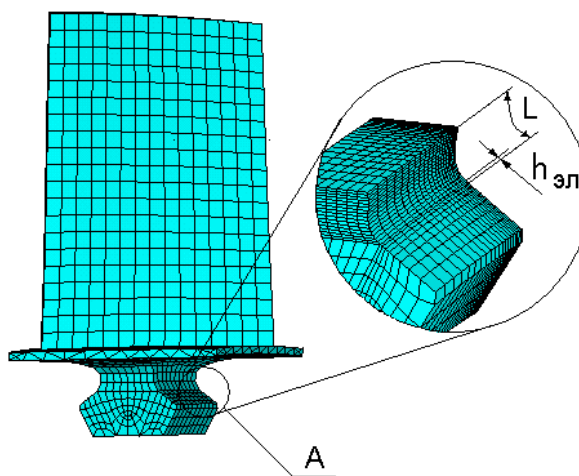


Рис. 1. Конечно-элементная модель и субмодель лопатки

Поскольку применение крупной сетки приводит к заниженным, неконсервативным оценкам (т.е. не идущим в запас), то к полученным результатам следует относиться с осторожностью.

Точность результата зависит от типа, размера и размещения конечных элементов. Использование моделей с крупной сеткой может давать результаты,

заниженные на 20 – 40% по сравнению с действительными значениями [4]. Уменьшение размеров элемента до приемлемого уровня обеспечивает нужную детализацию расчетной модели и получение достоверных результатов.

В свою очередь применение увеличения количества узлов и элементов в модели вызывает увеличение времени расчета и требует вычислительных машин с более высокими характеристиками. В некоторых случаях эти машинные затраты оказываются необоснованными. Поэтому выбор параметров конечно-элементных сеток в моделях требует оптимизации.

Одним из методов, позволяющих повысить точность расчетов МКЭ, является метод субмоделирования [5]. В соответствии с этим методом расчет проводится в два этапа. Сначала выполняется расчет с достаточно грубой сеткой, чтобы определить локализацию зон максимальных напряжений, затем в районе максимальных напряжений вычленяется субмодель (см. рис. 1), имеющая значительно большую плотность сетки. При этом граничные условия берутся из полной (грубой) модели. Пересчет граничных условий (перемещений) из полной модели на границу субмодели осуществляется при помощи интерполяции по функциям форм элементов [1, 2].

В данной работе рассматривается выбор необходимой сетки при расчете лопатки компрессора авиационного ГТД, имеющей хвостовик типа “ласточкин хвост” кольцевого типа.

Для проверки сходимости результатов по величине максимальных напряжений, используется последовательность расчетов по трем систематически улучшенным конечно-элементным сеткам полной модели лопатки, условно называемым: грубая, средняя и мелкая. При необходимости используются три аналогичные субмодели.

В работе [5] предлагается использовать дискретизацию этих сеток по принципу деления сторон элементов пополам.

Однако, считаем этот подход достаточно экстенсивным, требующим больших затрат машинных ресурсов, при уточнении напряжений в зоне концентрации. Предлагается использовать дискретизацию сеток способом “деления пополам”, но не всей модели, а только в зоне концентрации напряжений.

Для данной конструкции лопатки зона максимальных напряжений находится в ножке хвостовика (зона А на рис. 1). В табл. 1 приведен характерный размер конечного элемента в зоне концентрации для сеток с различной степенью дискретизации, в процентах от протяженности зоны максимальных напряжений (длины дуги L на ножке хвостовика лопатки, показанной на рис. 1).

О сходимости по максимальным напряжениям $\sigma_{\max}$ можно судить, если выполняются следующие два условия [5]:

$$\left| \sigma_{\max}^c - \sigma_{\max}^g \right| > \left| \sigma_{\max}^m - \sigma_{\max}^c \right|; \quad (1)$$

$$\left| \frac{\sigma_{\max}^m - \sigma_{\max}^c}{\sigma_{\max}^m} \right| < \varepsilon, \quad (2)$$

где $\sigma_{\max}$ – максимальные напряжения (в данном случае они определялись по теории Мизеса); индексы означают степень дискретизации: “г” – грубая, “с” – средняя, “м” – мелкая; ε – заданная погрешность.

В работе [5] ε определяет результат, как

$$\varepsilon = \begin{cases} 0,01 - \text{отличный;} \\ 0,05 - \text{хороший;} \\ 0,10 - \text{удовлетворительный.} \end{cases}$$

Если условия (1) и (2) выполняются, то расчет можно считать законченным. В противном случае необходимо переходить к процедуре субмоделирования.

В этом случае, дополнительным источником погрешностей является пересчет граничных условий (перемещений) из полной модели на границу субмодели. Тогда погрешность расчета будет определяться следующим образом [5]:

$$\varepsilon = \varepsilon_d + \varepsilon_{\Gamma\Gamma}, \quad (3)$$

где ε_d – погрешность, связанная с дискретизацией между “мелкой” и “средней” сетками;

$\varepsilon_{\Gamma\Gamma}$ – погрешность, связанная с пересчетом граничных условий на субмодель;

$$\varepsilon_d = \frac{\sigma_{\max}^M - \sigma_{\max}^C}{\sigma_{\max}^M}. \quad (4)$$

Аналогично определяется ошибка дискретизации между “средней” и “грубой” сетками для полных моделей и субмоделей

$$\varepsilon_{\Gamma\Gamma} = \frac{\sigma_{\max}^{\Gamma\Gamma M} - \sigma_{\max}^{\Gamma\Gamma C}}{\sigma_{\max}^{\Gamma\Gamma M}}, \quad (5)$$

где $\sigma_{\max}^{\Gamma\Gamma M}$ и $\sigma_{\max}^{\Gamma\Gamma C}$ – максимальные напряжения, определенные на субмодели с “мелкой” сеткой с граничными условиями, взятыми из “мелкой” и “средней” сеток полной модели соответственно.

Аналогично определяется ошибка, связанная с пересчетом граничных условий для субмоделей.

Из выражения (3) следуют две различные ситуации:

- 1) когда ε_d и $\varepsilon_{\Gamma\Gamma}$ имеют противоположные знаки и, в некоторой степени, компенсируют друг друга;
- 2) когда ε_d и $\varepsilon_{\Gamma\Gamma}$ имеют один знак и складываются.

Чтобы обеспечить меньшую величину полной погрешности, чем заданную для расчета, примем:

$$|\varepsilon_{\Gamma\Gamma}| < \varepsilon \text{ и } |\varepsilon_d| < \varepsilon, \text{ если } (\varepsilon_{\Gamma\Gamma} \cdot \varepsilon_d) < 0; \quad (6)$$

$$|\varepsilon_{\Gamma\Gamma}| < \alpha \cdot \varepsilon \text{ и } |\varepsilon_d| < (1 - \alpha) \cdot \varepsilon, \quad (7)$$

если $(\varepsilon_{\Gamma\Gamma} \cdot \varepsilon_d) > 0$,

где $0 < \alpha < 1$ – коэффициент.

В работе [5] рекомендуется использовать $\alpha = 0,5$.

В работе [5] рассматриваются только элементы кубической формы 1 порядка. В данной работе, наряду с различной степенью дискретизации конечно-элементных моделей и субмоделей, исследуется влияние различных типов конечных элементов на напряженное состояние лопатки.

На рис. 2 схематически показаны типы исследуемых конечных элементов.

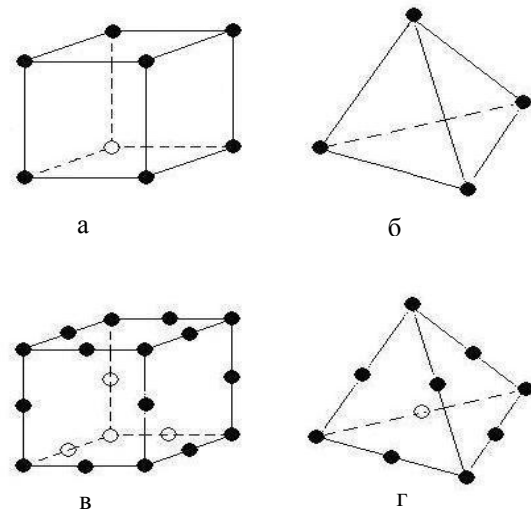


Рис. 2. Исследуемые типы конечных элементов:

- а – куб первого порядка;
- б – тетраэдр первого порядка;
- в – куб второго порядка;
- г – тетраэдр второго порядка

В табл. 2 приведены результаты расчета на прочность лопатки компрессора ГТД с различными типами конечных элементов и степенью дискретизации сетки, а также относительная погрешность дискретизации ε_d . Напряжения приведены в безразмерном виде. За единицу взяты максимальные эквивалентные напряжения в хвостовике лопатки из расчета грубой модели с использованием элементов кубической формы второго порядка.

В табл. 3 приведены погрешности, связанные с пересчетом граничных условий на границы субмоделей $\varepsilon_{\Gamma\Gamma}$ для различных типов конечных элементов и степени дискретизации сеток субмоделей. Эта погрешность определяется ошибкой интерполяции

Таблица 1

Характерный размер конечного элемента,
в % от протяженности зоны максимальных напряжений

Тип модели	Грубая	Средняя	Мелкая
Полная модель	50,0	25,0	12,5
Субмодель	6,25	3,125	1,5625

Таблица 2

Влияние степени дискретизации конечноэлементной сетки
на напряженное состояние лопатки

Тип элемента	Тип модели	Тип сетки	Эквивалентные напряжения	ε_d , %
Кубической формы 1 порядка	Полная модель	грубая	0,896	
		средняя	1,024	12,50
		мелкая	1,056	3,03
	Субмодель	грубая	1,076	1,86
		средняя	1,080	0,37
		мелкая	1,082	0,18
Тетраэдр 1 порядка	Полная модель	грубая	0,790	
		средняя	0,999	20,92
		мелкая	0,971	– 2,88
	Субмодель	грубая	0,968	– 0,31
		средняя	0,990	2,22
		мелкая	0,992	0,20
Кубической формы 2 порядка	Полная модель	грубая	1,000	
		средняя	1,036	3,47
		мелкая	1,089	4,87
	Субмодель	грубая	1,089	0
		средняя	1,089	0
		мелкая	1,089	0
Тетраэдр 2 порядка	Полная модель	грубая	1,025	
		средняя	1,037	1,16
		мелкая	1,052	1,43
	Субмодель	грубая	1,051	– 0,10
		средняя	1,053	0,19
		мелкая	1,054	0,09

Таблица 3

Влияние граничных условий на напряженное состояние лопатки

Тип элемента	Тип сетки субмодели	Граничные условия взяты из полной модели лопатки типа		$\varepsilon_{гy}$, %
		мелкая	средняя	
Кубической формы 1 порядка	грубая	1,076	1,046	2,79
	средняя	1,080	1,057	2,13
	мелкая	1,082	1,061	1,94
Тетраэдр 1 порядка	грубая	0,968	1,002	– 3,51
	средняя	0,990	1,022	– 3,23
	мелкая	0,992	1,003	– 1,11
Кубической формы 2 порядка	грубая	1,089	1,065	2,20
	средняя	1,089	1,065	2,20
	мелкая	1,089	1,065	2,20
Тетраэдр 2 порядка	грубая	1,051	1,055	– 0,38
	средняя	1,053	1,057	– 0,38
	мелкая	1,054	1,058	– 0,38

граничных условий и показывает, насколько далеко находится граница субмодели от зоны максимальных напряжений. Применение элементов кубической формы является более предпочтительным, чем элементов, имеющих форму тетраэдра. Так как в случае применения элементов тетраэдральной формы могут иметь место случаи выхода на поверхность модели всего одного узла, в котором соединяются несколько элементов (больше, чем в случае элементов кубической формы). А это, в свою очередь, может вызвать накопление погрешности экстраполяции значений напряжений из точек интегрирования в узлы конечного элемента. Однако, применение качественного равностороннего тетраэдра лучше, чем применение слишком искаженного вытянутого куба.

Заключение

1. Характерный размер конечного элемента в зоне максимальных напряжений важнее, чем количество элементов в модели.

2. В зоне концентрации напряжений предпочтительно использование элементов кубической формы второго порядка, как дающих большую точность и обладающих лучшей сходимостью результатов. В рассматриваемом случае, применение конечного элемента данного типа при расчете на прочность лопатки компрессора авиационного ГТД не потребовало процедуры субмоделирования после последовательности из трех расчетов по полным моделям лопатки.

3. Достаточно высокую точность решения можно получить, используя элементы кубической формы первого порядка, но с не менее, чем вдвое большей плотностью, чем аналогичных элементов второго порядка.

4. Конечные элементы тетраэдральной формы в субмоделях имеют отрицательную погрешность граничных условий и частично компенсируют погрешность дискретизации сетки. Поэтому, на границе субмодели допустимо использовать элементы типа тетраэдров, достаточно далеко от зоны максимальных напряжений. При этом тетраэдры второго порядка дают меньшую погрешность.

5. Конечные элементы тетраэдральной формы первого порядка обладают меньшей точностью и менее устойчивой сходимостью решения.

6. В случае возникновения трудностей при разбивке на конечные элементы сложных частей лопаток (полки хвостовика, радиуса перехода от пера к полке и др.) допускается применение элементов типа тетраэдр второго порядка.

7. Границы субмодели необходимо выбирать таким образом, чтобы суммарная погрешность не превышала 5%.

Литература

1. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / Пер. с англ. – М.: Мир, 1975. – 544 с.
2. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов / Пер. с англ. – М.: Мир, 1979. – 428 с.
3. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы / Пер. с англ. – М.: Мир, 1984. – 392 с.
4. Crawford J., Evaluating Mesh Density // ANSYS Solutions. – Vol. 1, No. 2. – 1999.
5. Beisheim J.R., Sinclair G.B., On the Free-Dimensional Finite Element Analysis of Dovetail Attachments // Proceedings of ASME TURBO EXPO. – 2002. – GT-2002-30305.

Поступила в редакцию 19.04.2004

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

УДК 629.7.036:539.4

В.Н. ДЕНИСЮК, Т.И. ПРИБОРА*ГП “Ивченко-Прогресс”, Запорожье, Украина***ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРА КОМПРЕССОРА ГТД МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ**

Рассмотрены возможности построения расчетной схемы ротора ГТД, задания нагружающих факторов, а также обеспечения совместной работы элементов конструкции в многосвязной конечно-элементной модели с использованием контактных элементов. Предложенные расчетные мероприятия позволяют приблизить расчетное НДС к реальному.

ротор, ГТД, прочность, напряжения, напряженно-деформированное состояние, контактные элементы

1. Общая постановка вопроса и его связь с научно-практическими задачами

Ротор компрессора современного ГТД представляет собой сложную конструкцию, состоящую из конструктивных элементов различной жесткости, изготовленных из разных материалов. Для исследования прочности роторов компрессоров ГТД под воздействием действующих сил, с учетом влияния физических и геометрических параметров конструкции, свойств материала в настоящее время используются численные расчетные методы, базирующиеся на мощных программных комплексах для ЭВМ. Такие исследования позволяют существенно сократить проведение натурных прочностных и усталостных испытаний, которые связаны со значительными временными и материальными затратами. Расчеты методом конечных элементов (МКЭ) отдельных деталей, их сочетаний и ротора в целом с использованием двумерных и трехмерных моделей позволяют в комплексе получать достоверные результаты расчета прочности с учетом влияния основных нагружающих конструкцию факторов. Ряд важных в научно-практическом значении результатов может быть получен из осесимметричного расчета ротора в двумерной постановке. Применение такой расчетной схемы дает возможность определить характер взаимодействия деталей и оценить в целом напряженно-деформированное состояние

(НДС) ротора. Результаты двумерного расчета НДС ротора используются также в качестве граничных условий для расчетов зон концентрации напряжений в отдельных элементах ротора с использованием объемных моделей.

2. Обзор публикаций и нерешенные вопросы

Решение задачи по определению НДС состояния роторов ГТД в литературе рассматривалось неоднократно. Предлагались разные схемы расчета. Как правило, ротор рассматривался как неразъемная конструкция. Для тонкостенных конструкций ротора компрессора, в частности, применяли кольцевые оболочечные элементы, как, например, в [1]. Также неразъемные конструкции, но с применением МКЭ, рассматривались в [2]. При этом использовался алгоритм, предназначенный для решения осесимметричной задачи теории упругости в перемещениях с использованием прямоугольных четырехузловых элементов. В таких расчетах на первом этапе рассчитывали всю конструкцию ротора в сборе, нагруженного полем центробежных сил, с учетом давления в полостях и температурной неравномерности по сечениям элементов. Результаты такого расчета брались в качестве граничных условий для последующих расчетов отдельных деталей в двумерной же постановке, но при более мелкой разбивке области на конечные элементы. Безусловно, результаты

таких расчетов имели заведомую неточность, так как не учитывалось фактическое взаимодействие деталей в местах контакта (взаимные перемещения, неравномерность передачи контактных усилий по площадкам контакта и т.п.).

Современные программы позволяют решать задачи определения НДС ротора с учетом значительного количества нагружающих факторов и с учетом взаимодействия входящих в конструкцию деталей [3 – 5]. На данный момент нет необходимости делить решение на два этапа, в силу имеющихся технических возможностей. Такие сложные конструкции как, например, роторы, могут рассчитываться целиком как в двумерной, так и в трехмерной постановке задачи [4, 5]. Однако, точность получаемых результатов во многом зависит от профессионального уровня исполнителя, от правильности задания типа, размеров и свойств конечных элементов, от правильности задания граничных условий. Особенности подготовки конечно-элементных моделей и расчета задачи в двумерной постановке посвящена настоящая статья.

3. Цель исследований

Целью работы являлась отработка методического подхода к выполнению осесимметричного расчета ротора компрессора с учетом индивидуальных особенностей моделирования элементов, их соединения и условий нагружения. Для получения наиболее достоверных результатов по НДС необходим изначально взвешенный и внимательный подход к выбору схемы нагружения и расчета роторов.

4. Результаты исследований

Для расчета ротора компрессора ГТД в двумерной постановке, создается модель, состоящая из элементов, представляющих диски, валы, проставки. Для разбивки сетки лучше использовать 8-узловой осесимметричный элемент второго порядка. Сгущение и разрежение сетки, а также размеры элементов задаются исполнителем и определяются на основе

решения тестовых задач и опыта исполнителя. После создания сетки можно перейти к рассмотрению других параметров конечно-элементной модели.

4.1. Материалы

Основные части конструкции представляют собой тела вращения. Свойства материала для них в двумерной модели задаются изотропными. Однако в сетку ротора попадают области с нарушенной окружной целостностью (жесткостью). Это ободная часть дисков, разрезанная замковыми пазами, зоны фланцев с местными усилениями вокруг отверстий и т.п. В двумерной постановке данные области задаются, как и вся модель, осесимметричными элементами, но материал формируется ортотропным, то есть окружная жесткость принимается минимальной. (Если принять, что координата X направлена по радиусу, координата Y по направлению оси вращения, то модуль упругости в окружном направлении Z задается равным $E_z = 0$). Для описываемой области производится расчет модуля сдвига для трех направлений по уравнению

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}, \quad (1)$$

где G – модуль упругости сдвига;

E – модуль упругости растяжения;

μ – коэффициент Пуассона.

Плотность материала рассматриваемой области рассчитывается из соотношения

$$\rho_c \cdot V = \rho_p \cdot 2\pi R_{ц.т} \cdot F_{МКЭ}, \quad (2)$$

где ρ_c – плотность конкретного материала, принимаемая из справочника или сертификата на материал;

v – фактический объем моделируемой области, не представляющей собой осесимметричный в окружном направлении элемент;

ρ_p – определяемая плотность неосесимметричного фрагмента;

$R_{ц.т} \cdot F_{МКЭ}$ – геометрические характеристики фрагмента (радиус центра тяжести и величина площади в двумерной модели).

Следовательно, создается ортотропный материал с конкретной для площади плотностью, рассчитанной из условия равенства массы фактического и моделируемого объемов. Пример такой зоны показан на рис. 1.

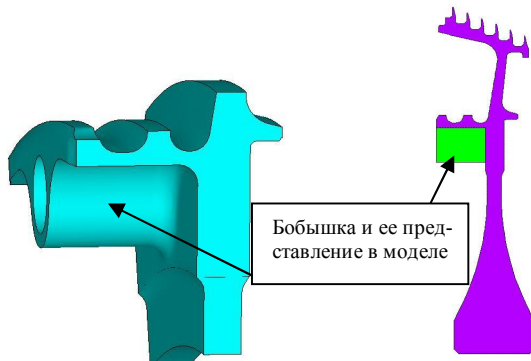


Рис. 1. Пример зоны с материалом «ортотропик»

Для ободной зоны, разрезанной пазами, задается материал, такой же, как для всего осесимметричного диска, с той же плотностью, только окружная жесткость $Ez = 0$. Зазорами между поверхностями хвостовика лопатки и поверхностями паза диска можно пренебречь.

4.2. Силы

Если ободная часть диска задана осесимметричными элементами и с ортотропным материалом, то к узлам, расположенным на радиусе доньшка паза, прикладывается суммарная центробежная сила от лопаток

$$C_{\Pi} = mR\omega^2, \quad (3)$$

где m – масса пера лопатки;

R – радиус расположения центра тяжести пера лопатки;

ω – угловая скорость вращения.

Кроме того, прикладывается момент, задаваемый парой сил, и осевая сила, моделирующие воздействие газовых сил на перо лопатки. Пример показан на рис. 2. На валу прикладывается осевая сила от рассматриваемой в модели части ротора.

4.3. Давления

В полостях ротора на образующих контур ротора линиях задаются давления, полученные расчетным

путем и по возможности подтвержденные экспериментально. Величина давления растет от входа в

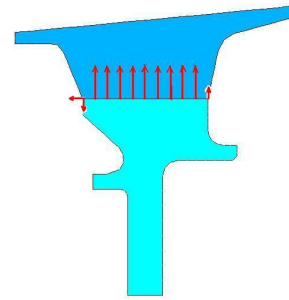


Рис. 2. Ободная часть диска с нагрузками

компрессор к выходу. В дисках с кольцевыми пазами, как показано на рис. 3, на линиях, определяющих площадки смятия, прикладывается давление от суммарной центробежной силы лопаток, определяемое по формуле

$$\sigma = \frac{z \cdot C_{\Pi}}{2 \sin \alpha \cdot c_{\text{см}} \cdot 2\pi R}, \quad (4)$$

где z – число лопаток;

C_{Π} – центробежная сила лопатки с хвостовиком;

$c_{\text{см}}$ – длина линии, определяющей площадку смятия;

R – радиус расположения середины $c_{\text{см}}$;

α – угол наклона боковой грани паза к оси лопатки.

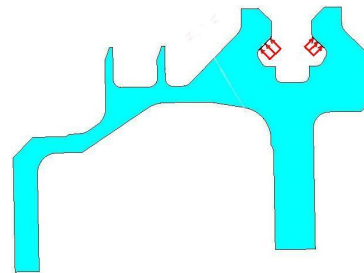


Рис. 3. Пример кольцевого замка

4.4. Температура

Температурные поля считаются МКЭ, подтверждаются термометрированием при испытаниях двигателя. Неравномерный нагрев ротора со значительными перепадами температур и сложным законом их распределения дополняют сложную картину нагружения конструкций. Температура деталей ротора является переменной во времени. Для расчета на прочность выбираются самые неблагоприятные с точки зрения напряженности деталей ротора режи-

мы, а именно: режим максимальных перепадов температур между ступицей и ободом дисков, режим максимальных температур в элементах ротора.

4.5. Закрепление модели ротора

Закрепление модели ротора в осевом направлении (заданное нулевое перемещение) производится в узлах зоны шарикоподшипника.

4.6. Учет крепления деталей в роторе и их взаимодействия

В нашей практике данная операция прошла процесс развития от расчета ротора, как неразъемной конструкции. Первоначально в местах контакта сопряженных деталей некоторым парам соседних узлов (по одному на каждой детали) задавалось дополнительное условие равенства перемещений в определенных направлениях или заданная разница перемещений. Таким образом имитировался контакт деталей или посадка с натягом. Такие пары узлов определялись опытным путем. В настоящее время при расчете применяются специальные контактные элементы.

Использование контактных элементов дает возможность учесть натяг, трение, сцепление и проскальзывание контактирующих поверхностей. В вычислительных программах, использующих такой тип элементов, определение контактных зон, как правило, происходит автоматически.

Радиальные контакты обеспечиваются реализованной в модели разностью диаметров охватывающего и охватываемого, то есть путем задания предварительного натяга.

Осевой контакт (рис. 4) обеспечивается учетом трения и встречными осевыми силами от момента затяжки болтов

$$F_{\text{ЗАТ}} = \frac{M}{0.2 \cdot d}, \quad (4)$$

где M – момент на ключе при затяжке;

d – наружный диаметр резьбы.

При наличии в роторе большого числа болтовых соединений (рис. 5), задача расчета ротора на прочность запускается в два шага. На первом шаге не задается условие вращения ротора и не задаются температуры, чтобы контакты состоялись. На втором шаге решения реализуются нагрузки в полном объеме. В результате такого решения задачи получается картина НДС ротора, из которой видно, как работают фланцевые соединения и где осуществляется контакт. На рис. 5 показано распределение контактного давления (contpres) по взаимодействующим поверхностям фланцев.

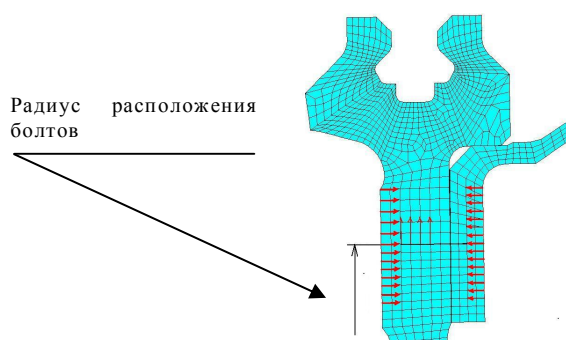


Рис. 4. Схема нагружения фланцевого соединения силами

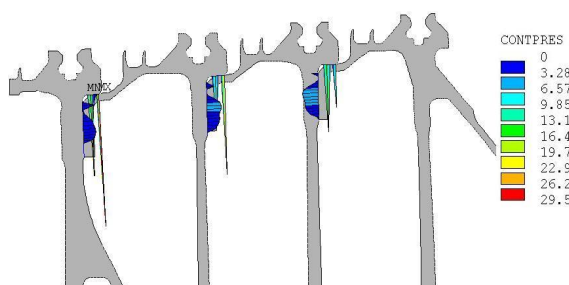


Рис. 5. Работа контактов во фланцевых соединениях

Данная реализация расчета позволяет учесть влияние усилий взаимодействия между отдельными конструктивными элементами ротора на их НДС.

На рис. 6 показано применение данной схемы расчета в случае доработанного в галтели диска. Необходимо было определиться с напряженностью в радиусах под упорными буртами диска. Условия совместной работы, заданные одинаковым перемещением узлов взаимодействующих деталей, наводят всплески напряжений. В этом случае судить о на-

пряженности в исследуемой зоне сложно. Применение контактных элементов по цилиндрическим и торцевым поверхностям приближает расчетное НДС к реальному, что доказывается состоянием контактирующих поверхностей при осмотрах в случае разборки ротора после наработки двигателя. Места выработки контактных поверхностей совпадают с расчетными областями максимальных контактных давлений.

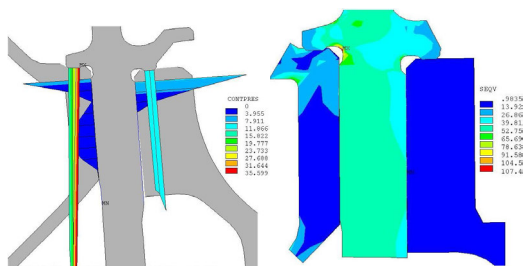


Рис. 6. Определение НДС фланцевого соединения

Результаты расчета напряжений в элементах роторов компрессоров ГТД, полученные описанным способом, достаточно хорошо согласуются с имеющимися результатами тензометрирования.

Заключение

При выполнении серии подобных расчетов конкретного ротора возможно получение более благоприятной картины НДС дисков. Осевое смещение полотна диска относительно обода в ряде случаев позволяет повысить изгибную жесткость диска, получить более равномерное распределение окружных напряжений на ступице и снизить их уровень.

Расчет ротора на стадии проектирования с учетом всего комплекса нагрузок позволяет оценить уровень радиальных перемещений элементов конструкции для последующего назначения зазоров между уплотнениями ротора и статора.

Переход к трехмерным моделям составляющих ротора с целью определения напряжений концентрации в отверстиях под болты, в замковой части дисков, невозможен без заимствования с данного

расчета конкретных перемещений, как результата взаимодействия деталей в роторе.

Перспективы дальнейших исследований

Рассмотренный метод определения НДС ротора открыт для усовершенствования по мере изменения технического оснащения специалиста и по мере развития научного сопровождения. В данной постановке решаются не только упругие задачи, но и задачи с учетом пластики. Решение задачи определения НДС ротора дает возможность снижать уровень напряжений, решать вопросы надежности и долговечности конструкции.

Литература

1. Ресурсное проектирование авиационных ГТД. Руководство для конструкторов: Труды ЦИАМ № 1275. Вып. 3. – М.: ЦИАМ, 1991. – 372 с.
2. Баженов В.Г., Тростенюк Ю.И. Применение МКЭ для исследования НДС роторов ГТД // Проблемы прочности. – 1988. – № 5. – С. 88 – 92.
3. Колесников В.И., Шереметьев А.В. Прогнозирование надежности на основе расчетно-экспериментального анализа термонапряженного состояния узлов авиационных ГТД // Прогресс – Технология – Качество: Тр. II-го конгресса двигателестроителей Украины. – К. – Х. – Рыбачье. – 1997. – С. 282 – 286.
4. Исследование динамики циклически симметричных несущих конструкций гидротурбин / Б.Я. Кантор, И.С. Веремеенко, Т.Ф. Медведовская и др. // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Тр. междунар. НТК. – Х.: ИПМаш НАНУ. – 1997. – С. 503 – 506.
5. Михайлов А.Л. Критерии несущей способности дисков ротора турбины ГТД на основе математического моделирования объемного НДС // Вестник двигателестроения. – 2003. – № 2. – С. 105 – 109.

Поступила в редакцию 26.04.2004

Рецензент: канд. техн. наук, доцент А.Л. Шубенко, докторант, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК 539.376

А.М. ЛОКОЩЕНКО, В.В. НАЗАРОВ

Научный исследовательский институт механики московского государственного университета им. М.В. Ломоносова, Россия

ВЫБОР КРИТЕРИЕВ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ МЕТАЛЛОВ ПРИ СЛОЖНОМ НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ

Проведен детальный анализ исследований длительной прочности металлов при сложном напряженном состоянии. Выявлены особенности неоднородного напряженного состояния в толстостенных трубах, находящихся под действием внутреннего давления. Предложены способы замены возникающего в таких образцах неоднородного напряженного состояния однородным. Выбрана мера суммарного разброса экспериментальных и теоретических значений времен разрушения. Проведен количественный анализ результатов испытаний трубчатых образцов на длительную прочность. Получены критерии длительной прочности металлов для разных видов нагрузок.

длительная прочность, сложное напряженное состояние, критерии, эквивалентное напряжение

Введение

В настоящее время накоплен значительный экспериментальный материал по длительной прочности металлов и сплавов при сложном напряженном состоянии [1 – 20]. Основная трудность при описании известных испытаний, полученных исследователями на разных материалах, заключается в выборе эквивалентного напряженного состояния σ_e и его связи с временем t^* разрушения. Решение этой проблемы имеет важное прикладное значение в расчетах на долговечность металлических конструкций, работающих при повышенных температурах.

Исследование длительной прочности металлов в условиях сложного напряженного состояния обычно проводится на трубчатых образцах, нагруженных осевой силой P , крутящим моментом M и внутренним давлением q в различных комбинациях.

В данной работе приводится анализ количественной обработки всех известных в литературе результатов испытаний на длительную прочность для металлов и сплавов.

1. Постановка задачи

При прогнозировании времени t^* в качестве σ_e используются различные скалярные характеристики

тензора напряжений и их линейные комбинации. Здесь рассматриваются шесть комбинаций главных напряжений $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ($\sigma_1 > \sigma_2, \sigma_3 \leq 0$): четыре базовых σ_e ($\sigma_{e1} - \sigma_{e4}$) и два дополнительных вида σ_e (σ_{e5} и σ_{e6}).

В качестве основных видов σ_e рассматриваются максимальное главное напряжение σ_{e1} , интенсивность напряжений σ_{e2} , их полусумма σ_{e3} (критерий В.П. Сдобырева [4]), разность максимального и минимального главных напряжений σ_{e4} .

В дополнительные виды σ_e входят константы χ, ζ : линейная комбинация σ_{e1} и σ_{e2} (критерий А.А. Лебедева [21]):

$$\sigma_{e5} = \chi \sigma_{e2} + (1 - \chi) \sigma_{e1}, \quad 0 \leq \chi \leq 1$$

и кусочно-линейная комбинация максимального и минимального главных напряжений (критерий А.М. Локощенко и С.А. Шестерикова [22]):

$$\sigma_{e6} = \sigma_{e1} - \zeta(\sigma_{\min} - |\sigma_{\min}|), \quad 0 \leq \zeta \leq 0,5.$$

При присвоении константе χ значений 0, 0,5 и 1, σ_{e5} примет виды σ_{e1} , σ_{e3} и σ_{e2} ; при $\zeta = 0$ и $\zeta = 0,5$, σ_{e6} совпадает соответственно с σ_{e1} и σ_{e4} .

Большинство рассматриваемых испытаний проводилось на тонкостенных образцах, у которых отношение β внешнего диаметра D к внутреннему d изменялось в диапазоне 1,05 – 1,10. В этом случае изменением значений тензора напряжений по сечению образца пренебрегают, т.е. считают такое на-

пряженное состояние однородным. При обработке результатов испытаний тонкостенных образцов полагается $\sigma_3 = 0$. В этом случае эквивалентные напряжения принимают следующий вид:

$$\sigma_{e1} = \sigma_1, \sigma_{e2} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2};$$

$$\sigma_{e3} = \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_{e2}), \sigma_{e4} = \max(\sigma_1, \sigma_1 - \sigma_2).$$

В случаях, когда в качестве образцов использовались трубы достаточно большой толщины, при которой β достигает порядка 1,3, напряженное состояние в таких образцах является неоднородным. Существуют различные способы приведения неоднородного напряженного состояния к однородному:

1. В качестве величин, характеризующих неоднородное напряженное состояние в толстостенной трубе, рассмотрим интегральные средние значения тензора напряжений σ_{ij} . Пусть S – площадь поперечного сечения трубы, μ – показатель ползучести и r – радиус произвольной точки сечения. По определению интегрального среднего значения имеем

$$\overline{\sigma_{ij}}(\mu, \beta) = \frac{1}{S} \int_S \sigma_{ij}(\mu, \beta, r) dS. \quad (1)$$

Подставляя решение [23] в (1), находим средние главные напряжения $\overline{\sigma_{ij}}$ в сечении толстостенной трубы:

$$\overline{\sigma_r} = \frac{q}{\mu - 1} \left(\frac{\mu}{\beta^2 - 1} - \frac{1}{\beta^\mu - 1} \right);$$

$$\overline{\sigma_\theta} = \frac{q}{\mu - 1} \left(\frac{\mu - 2}{\beta^2 - 1} + \frac{1}{\beta^\mu - 1} \right); \quad \overline{\sigma_z} = \frac{q}{\beta^2 - 1}.$$

2. Рассмотрим максимальные главные напряжения $(\sigma_\theta)_{\max}$, $(\sigma_z)_{\max}$, $(\sigma_r)_{\max}$, в сечении толстостенной трубы. Исследование решения [21] с показателем установившейся ползучести $\mu \geq 3$ показывает, что наибольшее значение тензор напряжений $\sigma_{ij}(\mu, r)$ принимает на внешнем диаметре D :

$$(\sigma_z)_{\max} = \frac{q}{\mu \left(\beta^\mu - 1 \right)};$$

$$(\sigma_\theta)_{\max} = 2(\sigma_z)_{\max}; \quad (\sigma_r)_{\max} = 0.$$

В случае испытаний при комбинации внутреннего давления q и растягивающей силы P , в расчетах напряженного состояния к осевому напряжению σ_z добавляется величина

$$\frac{4P}{\pi d^2 (\beta^2 - 1)}.$$

Представляет интерес сравнить результаты количественной обработки экспериментальных данных на основе рассмотренных способов замены неоднородного напряженного состояния однородным.

2. Методика количественной обработки

В качестве связи эквивалентного напряжения σ_e и времени разрушения t^* были рассмотрены степенная и дробно-степенная зависимости:

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

где C , n , D , m – параметры длительной прочности; σ_b – величина, аналогичная кратковременной прочности и зависящая от вида σ_e .

Параметры длительной прочности вычислялись итерационным методом Ньютона-Рафсона. За меру разброса экспериментальных данных относительно аналитической прямой (кривой) в логарифмических координатах $\lg t^*$, $\lg \sigma_e$ была принята величина

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^N \left(\lg(t_{\text{теор}}^*) - \lg(t_{\text{экспер}}^*) \right)^2}{N - 1},$$

где N – количество опытов в серии.

Для каждого вида σ_e параметры длительной прочности вычисляются в результате минимизации величины разброса η . Пусть k – форма σ_e , тогда за критерий длительной прочности в каждой серии испытаний принимаем те σ_e , которые удовлетворяют следующему неравенству:

$$\frac{\eta_k}{\min \eta_k} \leq 1,1, \quad k = 1, \dots, 6.$$

3. Анализ результатов

В табл. 1 приведены характеристики испытаний. Указываются литературный источник, марка металла или сплава, температура испытаний T . При $j = 1 - 16$ указаны характеристики испытаний тонкостенных трубчатых образцов при комбинации растяжения и кручения, $j = 17 - 24$ и $j = 26 - 28$ относятся к испытаниям труб при комбинации растяжения и внутреннего давления, в $j = 25$ прямоугольные пластины подвергали одноосному и двухосному растяжению. В табл. 2 – 4 помещены эквивалентные напряжения σ_e в порядке увеличения меры разброса η . Анализ табл. 2 показывает, что при описании испытаний в случае растяжения кручения трубчатых образцов предпочтительно в качестве σ_e использовать выражения σ_{e3} и σ_{e5} . Сравнивая результаты количественной обработки в табл. 3 и 4 для толстостенных труб, находим, что почти во всех случаях оба указанных способа замены неоднородного напряженного состояния однородным при отыскании критерия длительной прочности приводят к одному и тому же результату. Анализ табл. 3 – 4 показывает, что при описании испытаний трубчатых

образцов на растяжение и внутреннее давление за критерий длительной прочности следует принять выражения σ_{e4} и σ_{e6} , а расчете толстостенных труб в максимальных главных напряжениях лучше использовать σ_{e1} .

Таблица 1

Характеристики испытаний

j	Материал	T °C	Ссылка на литературу
1	Медь	250	[1]
2	Сплав ЭИ437Б	700	[2]
3	Сталь ЭИ694	700	[3]
4	Сплав ЭИ437Б	700	[4]
5	Сплав RR59	200	[5]
6	Сталь 15Х1М1Ф	570	[6]
7	Сталь 1Х18Н12Т	610	[6]
8	Сплав ЭИ787	700	[7]
9	Сплав Д16Т	250	[8]
10	Сталь X18Н10Т	850	[9]
11	Сталь ЭП182	525	[10]
12	Сплав ЭИ698ВД	650	[11]
13	Сплав ЭИ698ИД	700	[11]
14	Сплав ЭИ698ВД	750	[11]
15	Сплав ЖС (Ni)	900	[12]
16	Сплав ЖС (Ni)	1000	[12]
17	Сталь SA 210	510	[13]
18	Сталь 20	500	[14]
19	Сталь 1Х18Н9Т(А)	650	[15]
20	Сталь 1Х18Н9Т(Б)	650	[15]
21	Сталь ЭИ694	700	[3]
22	Сталь 12ХМФ	590	[16]
23	Сталь 12МХФ	595	[17]
24	Сталь 1Х18Н9Т	520	[18]
25	Сплав Al–Mg–Si	210	[19]
26	Сталь X18Н10Т	850	[9]
27	Сталь 12СМВW	575	[20]
28	Сталь 1СМ	575	[20]

Таблица 2

Выбор критерия длительной прочности при комбинации растяжения Р и кручения М

j	Критерии длительной прочности расположены в порядке возрастания величины η											
	степенная функция t^*						дробно-степенная функция t^*					
1	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e4}			σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e4}		
2	σ_{e5}	σ_{e6}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e4}	σ_{e5}	σ_{e6}	σ_{e3}	σ_{e1}	σ_{e2}	σ_{e4}
3	σ_{e6}	σ_{e5}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e6}	σ_{e5}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e4}	σ_{e1}
4	σ_{e5}	σ_{e3}	σ_{e6}	σ_{e2}	σ_{e1}	σ_{e4}	σ_{e3}	σ_{e6}	σ_{e2}	σ_{e4}	σ_{e1}	
5	σ_{e6}	σ_{e4}	σ_{e2}	σ_{e3}	σ_{e1}		σ_{e6}	σ_{e2}	σ_{e4}	σ_{e3}	σ_{e1}	
6	σ_{e5}	σ_{e3}	σ_{e6}	σ_{e2}	σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e5}	σ_{e6}	σ_{e3}	σ_{e1}	σ_{e2}	σ_{e4}
7	σ_{e5}	σ_{e3}	σ_{e6}	σ_{e2}	σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e5}	σ_{e6}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e1}	σ_{e4}
8	σ_{e5}	σ_{e6}	σ_{e3}	σ_{e1}	σ_{e2}	σ_{e4}	σ_{e3}	σ_{e6}	σ_{e1}	σ_{e2}	σ_{e4}	
9	σ_{e4}	σ_{e2}	σ_{e3}	σ_{e1}			σ_{e4}	σ_{e2}	σ_{e3}	σ_{e1}		
10	σ_{e6}	σ_{e5}	σ_{e3}	σ_{e1}	σ_{e2}	σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e4}		
11	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e4}			σ_{e5}	σ_{e6}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e4}
12	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e4}			σ_{e6}	σ_{e5}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e1}	σ_{e4}
13	σ_{e6}	σ_{e5}	σ_{e2}	σ_{e4}	σ_{e3}	σ_{e1}	σ_{e6}	σ_{e2}	σ_{e5}	σ_{e3}	σ_{e4}	σ_{e1}
14	σ_{e5}	σ_{e6}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e5}	σ_{e6}	σ_{e2}	σ_{e3}	σ_{e4}	σ_{e1}
15	σ_{e5}	σ_{e2}	σ_{e6}	σ_{e3}	σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e5}	σ_{e2}	σ_{e6}	σ_{e4}	σ_{e3}	σ_{e1}
16	σ_{e5}	σ_{e6}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e1}	σ_{e4}	σ_{e6}	σ_{e5}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e4}	σ_{e1}

Таблица 3

Выбор критерия длительной прочности при комбинации растяжения Р и внутреннего давления q в средних главных напряжениях

j	Критерии длительной прочности расположены в порядке возрастания величины η											
	степенная функция t^*						дробно-степенная функция t^*					
17	σ_{e6}	σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}		σ_{e1}	σ_{e4}	σ_{e3}	σ_{e2}		
18	σ_{e6}	σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}		σ_{e6}	σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	
19	σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}			σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}		
20	σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}			σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}		
21	σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}			σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}		
22	σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}			σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}		
23	σ_{e2}	σ_{e4}	σ_{e3}	σ_{e1}			σ_{e5}	σ_{e2}	σ_{e3}	σ_{e6}	σ_{e4}	σ_{e1}
24	σ_{e5}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e1}			σ_{e5}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e1}		
25	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}				σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}			
26	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}				σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}			
27	σ_{e5}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e4}		σ_{e2}	σ_{e3}	σ_{e1}	σ_{e4}		
28	σ_{e4}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e4}			σ_{e6}	σ_{e5}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e4}

Таблица 4

Выбор критерия длительной прочности при комбинации растяжения Р и внутреннего давления q в максимальных главных напряжениях

j	Критерии длительной прочности расположены в порядке возрастания величины η						
	степенная функция t^*			дробно-степенная функция t^*			
17	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e5}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}
18	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	
19	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	
20	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	
21	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	
22	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	
23	σ_{e2}	σ_{e3}	σ_{e1}	σ_{e2}	σ_{e3}	σ_{e1}	
27	σ_{e2}	σ_{e3}	σ_{e1}	σ_{e5}	σ_{e3}	σ_{e1}	σ_{e2}
28	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}	σ_{e5}	σ_{e1}	σ_{e3}	σ_{e2}

Заключение

Приведенная методика может быть использована для нахождения параметров длительной прочности многих металлов и сплавов. Также можно отметить, что выражения σ_{e5} и σ_{e6} ненамного лучше σ_{e3} и σ_{e4} описывают эксперимент. Поэтому введение дополнительной константы в σ_e представляется нецелесообразным.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (грант №02-01-00257).

Литература

1. Johnson A.E., Henderson J., Mathur V.D. Combined stress creep fracture of a commercial copper at 250 °C. Part 1 // The Engineer. – 1956. – V. 202, № 5248. – P. 261 – 265.
2. Сдобырев В.П. Длительная прочность сплава ЭИ437Б при сложном напряженном состоянии // Известия АН СССР. – 1958. – № 4. – С. 92 – 97.
3. Зверьков Б.В. Длительная прочность труб при сложных нагрузках // Теплоэнергетика. – 1958. – № 3. – С. 51 – 54.

4. Сдобырев В.П. Критерий длительной прочности для некоторых жаропрочных сплавов при сложном напряженном состоянии // Известия АН СССР ОТН 1959. – № 6. – С. 93 – 99.
5. Johnson A.E., Henderson J., Mathur V.D. Complex stresses creep fracture of an aluminium alloy // Aircraft Eng., – 1960. – V. 32, № 376. – P. 161 – 170.
6. Трунин И.И. Оценка сопротивления длительному разрушению и некоторые особенности деформирования при сложном напряженном состоянии // Журнал прикладной механики технической физики. – 1963. – № 1. – С. 110 – 114.
7. Сдобырев В.П. Ползучесть и длительная прочность при растяжении с кручением // Инженерный журнал АН СССР. – 1963. – Т. 3, № 2. – С. 413 – 416.
8. Соснин О.В., Горев Б.В., Никитенко А.Ф. К обоснованию энергетического варианта теории ползучести. Сообщение 1. Основные гипотезы и их экспериментальная проверка // Проблемы прочности. – 1976. – № 11. – С. 3 – 8.
9. Локощенко А.М., Мякотин Е.А., Шестериков С.А. Ползучесть и длительная прочность стали X18H10T в условиях сложного напряженного состояния // Изв. АН СССР МТТ. – 1979. – № 4. – С. 87 – 94.
10. Павлов П.А., Курилович Н.Н. Длительное разрушение жаропрочных сталей при нестационарном нагружении // Проблемы прочности. – 1982. – № 2. – С. 44 – 47.
11. Голубовский Е.Р. Длительная прочность и критерий разрушения при сложном напряженном состоянии сплава ЭИ698ВД // Проблемы прочности. – 1984. – № 8. – С. 11 – 17.
12. Голубовский Е.Р., Подъячев А.П. Оценка длительной прочности при сложном напряженном состоянии никелевых сплавов с поликристаллической и монокристаллической структурой // Проблемы прочности. – 1991. – № 6. – С. 17 – 22.
13. Kooistra L.F., Blaser R.U., Tucker J.T. High temperature stress rupture testing of tubular specimens // Trans. ASME. – 1952. – V. 74, № 5. – P. 783 – 792.
14. Кац Ш.Н. Исследование длительной прочности углеродистых труб // Теплоэнергетика. – 1955. – № 11. – С. 37 – 40.
15. Кац Ш.Н. Разрушение аустенитных труб под действием внутреннего давления в условиях ползучести // Энергомашиностроение. – 1957. – № 2. – С. 2 – 5.
16. Лагунцов И.Н., Святославов В.К. Испытание пароперегревательных труб из стали 12ХМФ на длительную прочность // Теплоэнергетика. – 1959. – № 7. – С. 55 – 59.
17. Кац Ш.Н. Влияние добавочных осевых усилий на длительную прочность котельных труб // Теплоэнергетика. – 1960. – № 5. – С. 12 – 16.
18. Лебедев А.А. Экспериментальное исследование длительной прочности хромоникелевой стали в условиях двухосного растяжения // Термопрочность материалов и конструктивных элементов. – К.: Наук. думка. – 1965. – С. 77 – 83.
19. Hayhurst D. R. Creep rupture under multi-axial states of stress // Journal of the mechanics and physics of solids. – 1972. – V. 20, № 6. – P. 381 – 390.
20. Brown R.J., Lonsdale, Flewitt The role of stress state on the creep rupture of 1% Cr 1/2% Mo and 12% Cr 1% Mo VW tube steels // Creep and fract. Eng. Mater. And struct. Proc. Int. conf. Swansea (24–27. 3.1981). – Swansea. – 1981. – P. 545 – 558.
21. Лебедев А.А. Обобщенный критерий длительной прочности // Термопрочность материалов и конструкций элементов. – К.: Наук. думка, 1965. – С. 69 – 76.
22. Локощенко А.М., Шестериков С.А. Исследование длительной прочности металлов при сложном напряженном состоянии // Проблемы прочности. – 1986. – № 12. – С. 3 – 8.
23. Работнов Ю.Н. Ползучесть элементов конструкций. – М.: Наука, 1966. – 752 с.

Поступила в редакцию 26.05.2004

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

УДК 620.178.16. 194; 621.891

А.Н. ПЕТУХОВ

*Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова
«ЦИАМ», Россия*

ФРЕТТИНГ-КОРРОЗИЯ И ФРЕТТИНГ-УСТАЛОСТЬ В МАЛОПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ГТД И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ МАШИН

Рассматриваются механизмы фреттинг-коррозии и фреттинг-усталости. Приводятся экспериментальные данные по исследованию влияния фреттинга на сопротивление усталости конструкционных материалов, некоторые данные об особенностях напряженного состояния в зоне контакта деталей, подверженных фреттингу усталости.

фреттинг-коррозия, амплитуда относительных перемещений, давление в зоне контакта, фреттинг-усталость, эффективный коэффициент концентрации напряжений фреттинг-усталости

Введение

Фреттинг-коррозия возникает при циклическом нагружении в зоне контакта сопряженных деталей. Амплитуда относительных перемещений в зоне контакта деталей, достаточная для возникновения фреттинга, лежит в пределах упругих деформаций поверхностного слоя детали, а ее максимальная величина не превышает 200 – 300 мкм. Фреттинг-коррозия возникает при контакте металлов и при контакте металлов с неметаллами. Особенно ярко проявляется фреттинг-коррозия в малоподвижных и пресовых соединениях: болтовых, шлицевых, замковых, хиртовых и фланцевых соединениях, в зоне напрессовки подшипников, в электрических контактах и др.

Наиболее тяжелые последствия этого процесса – фреттинг-усталость, т.е. усталостные разрушения деталей, поврежденных фреттинг-коррозией. Предел выносливости, соединения при этом может снижаться в 1,5...3 раза. Несмотря на то, что явление фреттинга находится в поле зрения исследователей более 100 лет, удовлетворительной теории этого процесса до сих пор нет, а прогнозирование сопротивления фреттинг-усталости деталей машин при проектировании, за редким исключением, не делается. В спра-

вочниках сведения о пределах фреттинг-усталости весьма ограничены.

1. Механизм фреттинг-коррозии

Механизм возникновения фреттинг-коррозии относится к наиболее сложным по своей природе процессам [1] изнашивания и кинетики развития повреждений поверхностей в зоне контакта деталей. Механизм фреттинга неоднозначен, всегда сопровождается: 1) механическими разрушениями в субмикроскопических и макроскопических объемах материала в зоне контакта; 2) химическими, когда в зоне контакта образуются окислы поврежденных частиц металлов сопряженных деталей. Оба эти процесса тесно связаны между собой.

В моделях процесса [3] обычно применяют зависимости интенсивности процесса, как функции потерь массы от механических параметров процесса (амплитуды, давления и т.п.); с помощью принципов равновесной термодинамики, учитывают свойства взаимодействующих материалов. Однако указанные модели, использующие методы, применяемые при изучении процессов износа, не позволяют прогнозировать степень влияния фреттинг-коррозии на сопротивление усталости.

Химический фактор при контактном взаимодействии неоднородных конструкционных материалов, оценивается по ряду активности Вольта. Однозначной корреляции между механическими свойствами материалов, например, по параметру твердости, и сопротивлением фреттинг-усталости обнаружить не удается. В частности, при одних и тех же параметрах процесса фреттинга (величине амплитуды относительных перемещений и величине давления сопряженных поверхностей) степень абразивного износа поверхности контакта у стали 13X11H2B2MФ, имевшей твердость НВ = 2800 МПа оказалась выше, чем при твердости НВ = 3100 МПа, а степень снижения предела выносливости оказалась существенно ниже [2, 4]. Это объясняется тем, что в первом случае преобладают процессы абразивного износа, которые способствуют удалению слоев, содержащих усталостные микротрещины. Во втором случае преобладают процессы схватывания материалов, создающие благоприятные условия для образования и развития усталостных микротрещин.

С точки зрения химической активности результаты изучения поведения материалов в искусственно создаваемых условиях окисления и электрохимической коррозии показали, что на разных стадиях фреттинга изменяется характер коррозионных процессов. На начальной стадии преобладают процессы газовой коррозии-окисления, что связано с высокой энергетической активностью свободных ювенильных частиц материала и освобождающейся от окисной пленки поверхности. При избытке кислорода происходит пассивация поверхности. На следующей стадии преобладают электрохимические процессы, когда коррозия из-за катодного деполяризатора (кислорода) усиливается.

Металлографические и металлофизические исследования показывают, что тонкие поверхностные слои в зоне фактического контакта находятся обычно в высокодисперсном состоянии, включающем

ювенильные частицы материала контактирующих пар и их окислы. При этом состав и свойства окислов в зоне контакта при воздействии циклических нагрузок существенно отличаются от окислов, образующихся в стационарных условиях. Так в процессе испытаний на фреттинг-коррозию титановых сплавов (в отличие от других материалов) автору не удалось отметить существенный рост электросопротивления в зоне контакта, в то время как в стационарных условиях электросопротивление в контакте составляло несколько 10^3 Ом. На поверхности контакта у образцов при фреттинге, кроме следов механического воздействия твердых абразивных частиц имелись неупорядоченные следы воздействия вязкой аморфной среды из окислов. Поэтому результаты исследования химического состава окислов вне процесса фреттинга на поврежденных поверхностях нельзя считать объективными, т.к. виды окислов изменяются при фреттинге.

2. Напряженное состояние в контакте

С позиций механики деформирования твердого тела процесс фреттинга является одним из видов контактного взаимодействия твердых тел: контакт полусфер или полуцилиндров при наличии нормальной и касательных составляющих сил от внешней нагрузки и сил трения. В зоне контакта на элементарный объем материала (в условиях трехосного напряженного состояния) будут действовать циклически изменяющиеся напряжения от нормального сжатия и знакопеременных касательных напряжений от сил трения, возникающих на поверхности у границы контакта. Теоретические и экспериментальные исследования [2 – 4, 5], изучение напряженно-деформированного состояния при локальном контакте тел, показывают, что наиболее напряженными (рис. 1) являются две зоны: 1) поверхностный слой, располагающийся на некоторой глубине под цен-

тром постоянного контакта; 2) зона, где касательные напряжения достигают максимума. При некоторых внешних условиях нагружения обе зоны смыкаются, образуя сложное взаимодействие поверхностей при нормальном сжатии, имеющих «проскальзывание» на контактной площадке, где значительно влияние сил трения на напряженное состояние материала в зоне контакта и вблизи нее. Возвратные перемещения поверхностей деталей в зоне контакта сопровождаются циклическими изменениями напряжений во всех микрообъемах материала по площадкам фактического контакта.

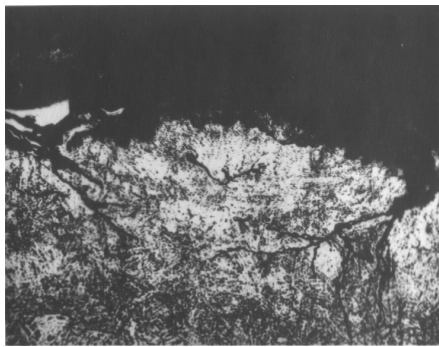


Рис. 1. Характер трещин фреттинг-усталости в центре (зона 1) и у границ контакта (зона 2)

Микро- и макронеровности, существующие на рабочих поверхностях деталей, вызывают значительные изменения контактных напряжений в поверхностном слое площади контакта, которые не учитываются при решении общей контактной задачи. Процесс «проскальзывания» способствует уменьшению местной концентрации напряжений и подобен началу пластической деформации в упругих телах. Преодоление сил трения способствует диссипации энергии, является, с одной стороны, источником конструктивного демпфирования, а, с другой – процессов фреттинг-коррозии и фреттинг-усталости.

Учитывая дискретность контакта, характерную для реальной шероховатости поверхности деталей, можно утверждать, что в фактическом контакте всегда найдутся микро- и макрообъемы в виде высту-

пов, где максимальные эквивалентные напряжения превысят предел прочности (текучести) материала, или циклическую долговечность, или величину ограниченного предела выносливости. Следовательно, при соответствующем числе циклов нагружения на поверхности контакта будут иметь место статические, квазистатические, малоцикловые или усталостные разрушения материала, которые в сочетании с физико-химическим взаимодействием материалов, могут ускоряться или тормозиться, являясь постоянными источниками образования свободных микрочастиц и окислов, участвуя в разрушении микрообъемов материала, образовании каверн и микротрещин. Возникающие повреждения в микрообъемах поверхностного слоя играют роль концентраторов напряжений или начальных трещин, дальнейшее развитие которых может лишь в отдельных случаях прогнозироваться по законам линейной механики разрушения.

3. Параметры процесса фреттинг-коррозии

Важнейшими параметрами, определяющими интенсивность процесса фреттинг-коррозии, являются: амплитуда относительных перемещений A ; величина давления в зоне контакта P ; частота колебаний при относительных перемещениях v ; число циклов нагружения N ; физико-химические свойства материалов; окружающая среда. К сожалению анализ методик, применявшихся для исследования процесса фреттинга, показывает некорректность многих из них, т.к. в большинстве случаев эти параметры оценивались косвенно, а также полученных при этом результатов.

В работах [4, 7 – 9] для ряда высокопрочных конструкционных сталей и сплавов получены зависимости для коэффициента влияния фреттинг-коррозии на предел выносливости от амплитуды относительных перемещений A_p и от величины дав-

ления в зоне контакта Р. Наибольшее снижение предела выносливости наблюдается при таких сочетаниях A_p и Р, когда в зоне контакта роль абразивных повреждений минимальна при $A_p = 5 - 10$ мкм, наименьшее снижение – при $A_p \gg 20$ мкм. Практически одновременно аналогичные результаты были получены в работе [6] на сталях Ск35, AISI 9310 и 4130.

На интенсивность фреттинга существенно влияет величина коэффициента проскальзывания в зоне контакта, который определяется из выражения

$$f_p = 1 - \frac{A_p}{A_0}, \quad (1)$$

где A_0 – амплитуда перемещений при $P = 0$; A_p – амплитуда при $P > 0$.

Зависимость между степенью снижения предела выносливости и величиной f_p может быть представлена в виде

$$(K_\sigma^{\text{фр}})^n + f_p^n = 1, \quad (2)$$

$$\text{при этом } K_\sigma^{\text{фр}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1}^{\text{фр}}}; \quad f_p = \eta B; \quad B = (\lg P)^k,$$

где n , η , k – определяются из эксперимента.

Тогда

$$K_\sigma^{\text{фр}} = \left[1 - (\eta B)^n \right]^{\frac{1}{n}}. \quad (3)$$

Влияние частоты нагружения связано с A_p . При $A_p < 20$ мкм сопротивление усталости не зависит от частоты, при $A_p > 100$ мкм влияние фреттинга на усталость с увеличением частоты ослабевает, что связано с увеличением скорости относительных перемещений и резким возрастанием роли процессов абразивного износа. Для процесса фреттинга типично чередование максимумов и минимумов повреждения материала. В то же время общие закономерности влияния повреждения материалов фреттингом на сопротивление усталости обнаруживаются при $N_p = 10^5$ циклах нагружения.

Исследования значений $K_\sigma^{\text{фр}}$ для алюминиевого сплава ДИБ в паре с различными материалами и соответствующих им значений электродных потенциалов ϕ_3 , показали, что с повышением потенциала ϕ_3 величина $K_\sigma^{\text{фр}}$ уменьшается, но однозначной зависимости между $K_\sigma^{\text{фр}}$ и ϕ_3 не обнаружено. Сложность оценки влияния на усталость свойств материала сопряженных пар заключается в том, что на интенсивность повреждения поверхности контакта в значительной мере оказывают влияние свойства образующихся окислов. Например окись меди почти вдвое, окислы никеля – втрое, магния, титана или железа – в 10 раз, а алюминия почти в 100 раз выше твердости основного материала, что выше твердости закаленных или азотированных сталей. Когда их твердость оказывается более высокой, чем твердость основного материала, они играют роль абразива. Окислы с низкой твердостью оказываются твердой смазкой и защищают поверхность от разрушения.

4. Испытания на фреттинг-усталость

Наибольшее распространение при исследовании сопротивления фреттинг-усталости получило соединение типа "вал-втулка", нагружаемое плоским или круговым изгибом, растяжением-сжатием, кручением и др. Эти испытания позволяют, в той или иной мере воспроизвести условия нагружения прессовых или малоподвижных соединений. Для некоторых видов нагружения удается при этом получить зависимость, а иногда $\sigma = f(P)$. Такие испытания полезны при выборе технологических и конструктивных способов подавления фреттинг-коррозии и для оценки несущей способности соединения типа «вал-втулка» [4, 5, 7 – 9]. С ростом амплитуды напряжений долговечность детали при испытаниях на фреттинг-усталость увеличивается, а кривая усталости принимает С-образный вид (рис. 2), т.е. зависимость числа циклов нагружения и степень снижения пре-

дела выносливости не выражается монотонной функцией.

Зависимость сопротивления фреттинг-усталости от природы материала сопряженных пар (механических свойств) достаточно сложна, т.к. при фреттинге одновременно и независимо друг от друга могут идти абразивные, адгезионные и усталостные процессы, вызывающие механические повреждения, и структурные изменения на площадках контакта, а также электрохимические процессы, при которых между материалами сопряженных пар или их структурными составляющими могут возникать гальванические пары.

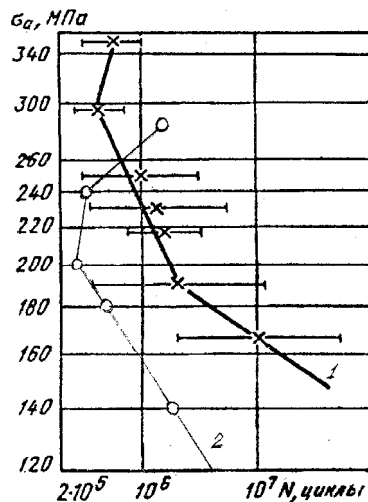


Рис. 2. Виды кривых фреттинг-усталости:
1 – сталь 13X11H2B2MФ; 2 – сплав ВТ8

Кроме титановых сплавов, результаты испытаний образцов и деталей на фреттинг-усталость сближаются, если в результаты испытаний образцов ввести поправки, учитывающие напряженное состояние детали (рис. 3). Отличия результатов испытаний титановых сплавов свидетельствуют, в первую очередь, об особенностях механизма повреждения титанового сплава при фреттинге и при фреттинг-усталости, о чем говорилось выше.

Анализируя результаты испытаний на фреттинг-усталость, можно отметить, что степень снижения предела выносливости детали при фреттинге зависит

от условий нагружения соединения. Когда момент, действующий на соединение, передается от втулки к валу, то в заделке реализуется «жесткое» нагружение. Если момент действует только на вал, то реализуется «мягкое» нагружение. Для «мягкого» нагружения до некоторого критического значения давления в контакте P отмечается тенденция увеличения значений $K_{\sigma}^{фр}$ с ростом P . Кроме того, величина $K_{\sigma}^{фр}$ может изменяться в зависимости от свойств материала контактирующих пар. Например для стального вала и титановой втулки величина $K_{\sigma}^{фр}$ снижается, а для титанового вала и стальной втулки $K_{\sigma}^{фр}$ увеличивается.

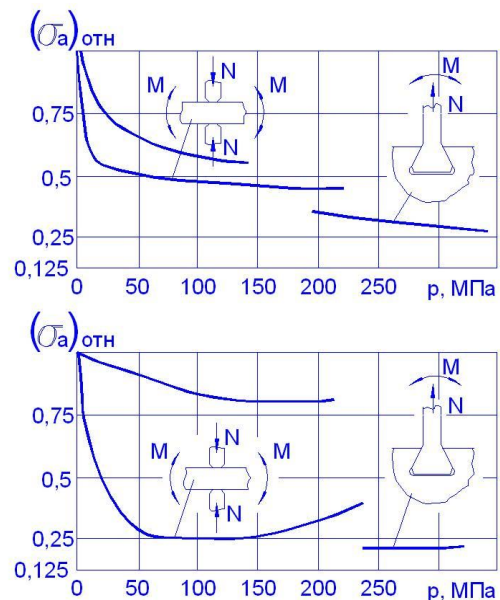


Рис. 3. Зависимости относительной величины предела фреттинг-усталости, полученные при испытаниях на усталость: образцов, поврежденных фреттингом (верхние кривые); образцов по схеме «вал-втулка»; замковых соединений лопаток (верхний рисунок – Ti-сплавы; нижний – стали)

При «жестком» нагружении коэффициент снижения предела выносливости $K_{\sigma}^{фр}$ обычно в 1,5 – 3 раза выше, чем при «мягком», а эффективность поверхностных упрочняющих обработок в сочетании с защитными покрытиями достаточно значительна как при нормальных, так и при повышенных температу-

рах. Исследования натуральных элементов ГТД [4, 5, 7 – 9] из титановых сплавов, сталей мартенситного и аустенитного класса, никелевых сплавов в условиях нагружения, которые относятся к «жесткому», показали, что проблема фреттинг-усталости проявляется при любых температурах. Можно отметить, что минимальная повреждаемость фреттинг-усталостью характерна для литых никелевых сплавов с равноосной структурой, а максимальная – для титановых сплавов и лопаток с МОНО структурой. Высокие значения $K_{\sigma}^{фр}$ для этих материалов сохраняются и при повышенных температурах, а изменение предела фреттинг-усталости прямо пропорционально изменению механических свойств материала при повышении температуры.

Вопросы оценки предела выносливости деталей с учетом фреттинг-усталости изложена в работах [4, 5, 9], где показана необходимость учета особенностей напряженно-деформированного состояния детали в зоне контакта, а также приводятся данные о значениях $K_{\sigma}^{фр}$, отражающие также влияние на фреттинг-усталость материала пар в соединениях конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов.

Заключение

Изучение механизма фреттинг-коррозии и фреттинг-усталости, наличие расчетных и экспериментальных данных о напряженно-деформированном состоянии конструкции позволяют, с одной стороны, прогнозировать реальный предел выносливости детали, а с другой – выбрать научно обоснованные и оптимальные конструктивные и технологические методы, снижающие влияние фреттинг-коррозии на сопротивление усталости узлов, подверженных фреттингу.

Литература

1. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. – М.: Высш. шк., 1991. – 320 с.
2. Петухов А.Н. Методические особенности исследования процесса фреттинг-коррозии в связи с усталостью материалов // В сб.: Физико-химическая механика контактного взаимодействия. Всесоюзная конференция. – К.: КИИГА, 1972. – С. 142 – 145.
3. Голего Н.Л., Алябьев А.Я., Шевеля В.В. Фреттинг-коррозия металлов. – К.: Техніка, 1974. – 272 с.
4. Петухов А.Н. Сопротивление усталости деталей ГТД. – М.: Машиностроение 1993. – 240 с.
5. Петухов А.Н. Метод оценки предела выносливости деталей при фреттинг-коррозии // В сб.: Проблемы прочности и динамики в двигателестроении. Вып. 3. – М.: ЦИАМ, 1985. – С. 225 – 238 (Труды ЦИАМ № 1109).
6. Funk W. Ein Prüfverfahren zur Untersuchung des Einflusses der Reibkorrosion auf die Dauerhaltbarkeit, Materialprüfung, 1969, Bd. 11, № 7. – P. 221 – 260.
7. Филимонов Г.Н., Белецкий Л.Г. Фреттинг в судовых соединениях. – Л.: Судостроение, 1983. – 296 с.
8. Petuckov A.N. Fretting and fretting-fatigue of materials and components «Condition monitoring 94». Edited by M.N. Jones. University College of Swansea // Proceedings of an International Conference on Condition on Monitoring held at University of Wales, U.K. 21st – 25th March, 1994. – Pine ridge press. Swansea U.K. – P. 694 – 704.
9. Петухов А.Н. Проблемы фреттинга и фреттинг-усталости в узлах высоко-нагруженных энергомашин // В сб.: Вторая междуна. конф. «Энергодиагностика и condition monitoring». – М.-Х. – 1998. – Трибология, том 3, ч. 1. – М.: ИРЦ Газпром, 1999. – С. 60 – 80.

Поступила в редакцию 25.05.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Е.Р. Голубовский, МАТИ им. К.Э. Циолковского, Москва.

УДК 539.3

Д.В. ИВЧЕНКО¹, П.К. ШТАНЬКО², Н.В. ИСАЕВ¹, И.Ю. ПАВЛОВ¹¹ГП ЗМКБ «Прогресс» имени академика А.Г. Ивченко, Украина²Запорожский национальный технический университет, Украина

ЭРОЗИОННАЯ ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА ВЕРТОЛЕТНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ В УСЛОВИЯХ ЗАПЫЛЕННОСТИ ВОЗДУХА. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ И ВОЗМОЖНЫЙ ПУТЬ ЕЕ РЕШЕНИЯ

Рассмотрено современное состояние проблемы эрозионной прочности деталей газозвдушного тракта вертолетных газотурбинных двигателей при эксплуатации в условиях запыленности воздуха. Определен возможный путь ее решения и направления дальнейших исследований.

газоабразивная эрозия, прочность, детали газозвдушного тракта, вертолетный ГТД, запыленность воздуха, методы защиты, эксплуатация

Введение

Газоабразивная эрозия деталей газозвдушного тракта (ГВТ) вертолетных газотурбинных двигателей (ГТД), возникающая при их эксплуатации в условиях запыленности воздуха, а также обеспечение защиты от вредного воздействия пыли и эрозионной прочности вертолетного ГТД и его деталей ГВТ является одной из основных и до сих пор нерешенных проблем.

1. Газоабразивная эрозия деталей ГВТ вертолетных ГТД

Для вертолетов характерны полеты на небольшой высоте, сравнительно длительная работа вблизи земли, взлет и посадка с естественных площадок. В этих условиях в газотурбинные двигатели (ГТД) поступает воздух с частицами пыли, как в результате естественной запыленности воздуха вблизи земли, так и вследствие того, что потоки воздуха от несущего винта вертолета поднимают с поверхности земли твердые частицы, создающие вокруг вертолета пылевое облако с резко увеличенной концентрацией частиц пыли в воздухе [1]. Так, например, при работе ГТД ТВ2-117 вертолета Ми-8 на взлетном режиме над песчаной площадкой в газозвдушный тракт (ГВТ) каждого из них попадает около 3 кг пыли в минуту [2].

Двигаясь с большой скоростью по ГВТ ГТД (100 – 450 м/с), частицы пыли (размер частиц от 5 мкм до 1 мм) вызывают поверхностное повреждение и разрушение его деталей – газоабразивную эрозию [3]. Газоабразивная эрозия (в дальнейшем – эрозия) деталей ГВТ (рабочих лопаток и направляющих аппаратов компрессора, рабочих лопаток и сопловых аппаратов турбины, рабочих колец статора компрессора, жаровой трубы камеры сгорания) сопровождается уменьшением степени повышения давления в компрессоре и снижением КПД ГТД, что вызывает падение его мощности (более 10%), увеличение удельного расхода топлива (более 5%) [4 – 5] и приводит к снижению запасов газодинамической устойчивости компрессора (коэффициент запаса газодинамической устойчивости уменьшается более чем в 1,5 – 3,0 раза [4]) и возникновению его помпажа. Последствия помпажа могут привести к возникновению катастрофической ситуации для вертолета [6], а для военных вертолетов еще и к невыполнению боевой задачи. Причем, как свидетельствует опыт эксплуатации вертолетных ГТД, вероятность возникновения помпажа вследствие эрозии лопаток компрессора существует во всем диапазоне эксплуатационных частот вращения газогенератора ГТД [6].

Это приводит к невозможности или нецелесообразности дальнейшей эксплуатации ГТД, и требует

его досрочного съема и ремонта для восстановления характеристик. Так, например, во время боевых действий в Афганистане (1979 – 1989 гг.) ГТД ТВ2-117 "не вырабатывали и половины назначенного ресурса, а при их переборке обнаруживалось, что миниа-турные лопатки последних ступеней "съедены" эрозией почти на нет; досрочно приходилось снимать с эксплуатации более половины ГТД ТВ3-117, из них 39% – по эрозии лопаток и почти 15% – по помпа-жу" [7]; во время войны в Ираке (1990–1991 гг.) США приходилось снимать с эксплуатации ГТД Textron Lycoming T53-L-703 вертолетов Bell AH-1 «Huey Cobra» в среднем после 35 ч их наработки, как правило, по причине эрозии лопаток компрессоров, причем на этих вертолетах за время боевых действий по крайней мере один раз меняли ГТД [8]; по данным работ [9], [10] США во время боевых действий в Юго-Восточной Азии вынуждены были тратить в год 150 млн. долларов на досрочный съем и ремонт вертолетных ГТД вследствие эрозии их деталей.

Таким образом, эрозия деталей ГВТ вертолетных ГТД приводит к значительному снижению надежности, ухудшению технико-экономических характеристик ГТД и вертолетов в целом, а также к снижению боеготовности вертолетов военного назначения.

2. Анализ эффективности существующих методов защиты деталей ГВТ от газоабразивной эрозии

В настоящее время методами защиты деталей ГВТ вертолетных ГТД от эрозии являются:

- фильтрация воздуха от пыли поступающего в ГТД пылезащитным устройством (ПЗУ);
- нанесение на детали ГВТ эрозионностойких покрытий;
- проведение эксплуатационных мероприятий, направленных на уменьшение попадания пыли в ГТД.

Установка ПЗУ во входном устройстве ГТД для фильтрации воздуха от пыли создает дополнитель-

ное аэродинамическое сопротивление на входе (гидравлические потери существующих конструкций ПЗУ достигают до 200 мм. вод. ст.), что приводит к снижению эффективной мощности ГТД до 6 % и увеличению удельного расхода топлива до 2%. Кроме этого установка ПЗУ увеличивает массу силовой установки вертолета. Так, например, масса одного комплекта ПЗУ для ГТД ТВ2-117А вертолета Ми-8 составляет 25 кг, а сухая масса одного ГТД ТВ2-117А составляет 332 кг [11 – 12]. В настоящее время в основном применяются ПЗУ двух видов: инерционные и барьерные [2]. Инерционные ПЗУ существующих конструкций имеют степень очистки воздуха 70 – 78% и не обеспечивают достаточной защиты от эрозии деталей ГВТ. Для работы инерционных ПЗУ, как правило, требуется дополнительный отбор воздуха от компрессора, что также приводит к снижению эффективной мощности ГТД. Инерционные ПЗУ обеспечивают увеличение ресурса ГТД в условиях запыленности воздуха в 3,5 – 11,0 раз по данным ФГУП «Завод им. В.Я. Климова» и фирмы FDC/aerofilter. Барьерные ПЗУ имеют степень очистки воздуха 94,0 – 99,3% и обеспечивают надежную защиту деталей ГВТ от эрозии (увеличение ресурса ГТД в условиях запыленности воздуха в 24,5 – 32,0 раза по данным фирмы FDC/aerofilter), но требуют обязательного периодического обслуживания для очистки или замены фильтра, время между обслуживанием зависит от запыленности воздуха и для реальных условий составляет менее 100 ч, что приводит к существенному ухудшению эксплуатационных качеств вертолетов. Так, например, для замены 50 фильтров на военных вертолетах Bell OH-58D «Kiowa Warrior» во время войны в Ираке (2003 г.), пришлось на 48 ч прекратить их полеты [13].

Нанесение на детали ГВТ эрозионностойких покрытий диффузионными, детонационными или плазменными методами обеспечивает увеличение их эрозионной прочности (обеспечивается увеличение

ресурса ГТД в условиях запыленности воздуха в 1,2 – 12,0 раз) [14 – 16].

Проведение эксплуатационных мероприятий [12], направленных на уменьшение попадания пыли в ГТД, в целом не решает проблемы эрозии деталей ГВТ вертолетных ГТД, а лишь несколько снижает ее интенсивность. В отдельных случаях

применения вертолетов проведение эксплуатационных мероприятий затруднено или вообще невозможно.

Таким образом, существующие в настоящее время методы не обеспечивают достаточной защиты деталей ГВТ от эрозии (табл. 1) и (или) являются неэффективными.

Таблица 1

Обеспечение ресурса ГТД при эксплуатации в условиях запыленности воздуха
(использование разных методов защиты деталей ГВТ от газоабразивной эрозии)

Метод защиты	Коэффициент увеличения ресурса ГТД	Ресурс ГТД межремонтный, ч	
		Расчетный	Требуемый [17]
ПЗУ: – инерционное – барьерное	3,5 – 11,0 24,5 – 32,0	875 – 2750 6125 – 8000	4000 – 5000
Эрозионностойкие покрытия	1,2 ... 12,0	300 – 3000	
Эксплуатационные мероприятия	—	—	

Примечание – межремонтный ресурс ГТД при эксплуатации в условиях запыленности воздуха без применения методов защиты деталей ГВТ от газоабразивной эрозии составляет от 50 до 500 ч (ориентировочно); принят 250 ч

3. Эрозионная прочность деталей ГВТ

Наиболее рациональным и конструктивным решением задачи защиты от эрозии деталей ГВТ является применение комплексного метода защиты, основанного на результатах оптимизации степени очистки ПЗУ и эрозионной прочности деталей ГВТ.

Оценку эрозионной прочности деталей ГВТ можно провести путем специальных стендовых испытаний с забросом в ГВТ установленного из каких-либо соображений количества пыли определенного дисперсного и минералогического состава, как в составе полноразмерного ГТД [14], газогенератора ГТД или отдельных узлов ГТД (компрессора, турбины или отдельных ступеней) [18]. Кроме этого, оценку эрозионной прочности деталей ГВТ можно провести путем лабораторных испытаний их образцов в струе высокоскоростного воздушного (газового) потока, который содержит твердые частицы (пыль или ее искусственные заменители) [15].

Многообразие условий эксплуатации вертолет-

ных ГТД в условиях запыленности воздуха (условия заброса пыли в ГВТ, ее дисперсный и минералогический состав на поверхности земли в разных местах, концентрация и др.) сложно воспроизвести в стендовых испытаниях. Поэтому представляется актуальным расчетная оценка эрозионной прочности деталей ГВТ вертолетных ГТД, основанная на проведении междисциплинарных исследований для решения 3 основных научно-практических задач:

1) исследование динамики трехмерных течений воздуха (газа) с частицами пыли в ГВТ для определения траекторий и скорости движения частиц пыли с учетом их многочисленных взаимодействий (столкновений) с поверхностями деталей ГВТ;

2) исследование взаимодействия частиц пыли с поверхностями деталей ГВТ с целью определения их повреждения и разрушения в результате этого взаимодействия;

3) исследование механики эрозионного повреждения и разрушения деталей ГВТ.

Решению 1 задачи были посвящены исследования и работы Табакова (W. Tabakoff), Гусейна (M. Hussein), Хамеда (A. Hamed), И. Узбекова, В. Грибова [19 – 22] и других исследователей. Они провели экспериментальные исследования запыленного потока применительно к решеткам лопаток компрессора и турбины и составили уравнения трехмерного движения частиц пыли в межлопаточном канале с учетом их столкновения с поверхностями лопаток, разработана и программно реализована методика численного решения этих уравнений. Используемая в этих работах модель столкновения частиц пыли с поверхностями деталей ГВТ является эмпирической и требует своего дальнейшего развития или замены; необходима модель, которая бы определяла траектории движения и скорости частиц после столкновения с учетом различных параметров системы «частицы пыли-детали ГВТ» (траектории и скорости частиц до столкновения; их формы, размеров и масс; физико-механических характеристик частиц и деталей ГВТ и др.), а также учитывала возможное дробление (разрушение) частиц пыли в результате этих столкновений.

Решению 2 и 3 задач были посвящены исследования и работы Л.И. Погодаева, Л.И. Урбановича, Н.Ф. Морозова, Хатчингса (I. Hutchings), Рафа (A. Ruff), Шелдона (G. Sheldon), Баласабраманьяма (S. Balasubramaniam) [23 – 27] и других исследователей. Они провели экспериментальные исследования одиночных и многократных взаимодействий твердых частиц с хрупкими и пластически деформируемыми телами. Тем не менее они не дают возможности полного и адекватного математического описания системы «деталь ГВТ-частицы пыли» при различных вариантах их взаимодействия. Существующие в настоящее время теории и модели эрозии, которые условно можно разделить по типу рассматриваемых в них механизмах эрозии – механические,

теплофизические и комбинированные – носят, как правило, гипотетический характер.

Отсутствуют также критерии повреждения и разрушения детали ГВТ в результате этого взаимодействия, которые имели экспериментальное подтверждение, хотя работы в этом направлении ведутся уже сравнительно давно.

Таким образом, несмотря на проведенные исследования, до сих пор все закономерности процесса газоабразивной эрозии деталей ГВТ в результате еще до конца не поняты и не определены. Поэтому требуется проведение дальнейших исследований газоабразивной эрозии.

Заключение

Рассмотрено современное состояние проблемы эрозионной прочности деталей газовой турбины тракта вертолетных ГТД при эксплуатации в условиях запыленности воздуха. Определен возможный путь ее решения и направления дальнейших исследований.

Литература

1. Гинзбург Л.Е., Никитин Е.И. Исследование запыленности воздуха вблизи вертолетов Ми-1 и Ми-4 в эксплуатационных условиях // Вертолетные газотурбинные двигатели. – М.: Машиностроение. – 1966. – С. 145 – 162.
2. Кеба И.В. Летная эксплуатация вертолетных газотурбинных двигателей. – М.: Транспорт, 1976. – 279 с.
3. Володко А.М., Литвинов А.Л. Основы конструкции и технической эксплуатации одновинтовых вертолетов. – М.: Воениздат, 1986. – 200 с.
4. Исследование основных параметров и газодинамической устойчивости двигателя Д-136 № 225136501003, отработавшего в эксплуатации 900 часов. Технический отчет. – Запорожье: ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, 1990. – 94 с.

5. Перельман Р.Г. Эрозионная прочность деталей двигателей и энергоустановок летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1980. – 245 с.
6. Володко А.М. Безопасность полетов вертолетов. – М.: Транспорт, 1981. – 224 с.
7. Марковский В.Ю. Жаркое небо Афганистана // Авиация и время. – 1996. – № 1.
8. Никольский М.В. Боевой вертолет АН-1 "Кобра". – М.: ООО "Астрель", 2002. – 144 с.
9. Genter K., Newhart I.E. Potential of Thin Sputtered Films as Erosion Resistant Projective Coatings // The Role of Cavitation in Mechanical Failures. – NBS SP-394. – 1974.
10. Mechanisms of Sand and Dust Erosion in Gas Turbine Engines. Ath. Smeltzer C. E. et al. – USAAVLABS Techn. Rep. 70–36, 1970.
11. Данилов В.А. Вертолет Ми-8: (устройство и техническое обслуживание). – М.: Транспорт, 1988. – 278 с.
12. Кеба И.В. Конструкция и летная эксплуатация вертолетного двигателя ТВ2-117А: Учебник. – К.: Выща шк., 1990. – 230 с.
13. Применение вертолетов в войне в Ираке // Авиация и космонавтика. – 2003. – № 9. – С. 43 – 44.
14. Испытания двигателя Д-136 с вбрасыванием пыли в проточную часть. Технический отчет. – Запорожье: ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, 1994. – 115 с.
15. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД. Лопатки компрессора и вентилятора. Ч. 1. / В.А. Богуслаев, Ф.М. Муравченко, П.Д. Жеманюк и др. – Запорожье: ОАО «Мотор-Сич», 2003. – 396 с.
16. Методы современного ремонта и производства // Вертолет. – 1999. – № 3. – С. 21 – 26.
17. Скибин В., Понаморёв Б. Отечественные вертолетные двигатели: состояние и перспективы // Двигатель. – 2000. – № 1. – С. 7 – 8.
18. Шальман Ю.И. Износ и изменение параметров осевой и центробежной ступеней компрессора при работе на запыленном воздухе // Вертолетные газотурбинные двигатели. – М.: Машиностроение. – 1966. – С. 163 – 198.
19. Табаков. Эрозия компрессора и ухудшение характеристик турбомашин // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1988. – № 2. – С. 298 – 310.
20. Хамед. Динамика движения твердых частиц в венцах закрученных лопаток // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1984. – № 3. – С. 86 – 92.
21. Узбеков И.И. Методы и исследования траекторий частиц пыли в сопловых аппаратах газовых турбин: Автореф. дис. к.т.н.: 0504.12 / Высшее техн. училище им. Н.Э. Баумана. – М., 1987. – 16 с.
22. Грибов В.А. Расчет течения газа с частицами в каналах пылезащитных устройств. Научно-технический отчет. – М.: ЦИАМ им. П.И. Баранова, 1989. – 28 с.
23. Погодаев Л.И., Сейтказинова К.К., Безюков В.О. Моделирование повреждаемости металлов при изнашивании и усталости на основе уравнений вязкоупругости // Трение, износ, смазка. – 2000. – № 1.
24. Урбанович Л.И., Крамченко Е.М. Экспериментальное исследование газообразивной эрозии стали и сплавов // Трение и износ. – 1999. – Т. 20.
25. Морозов Н.Ф. Математические вопросы механики разрушения // Соросовский образовательный журнал. – 1996. – № 8. – С. 117 – 122.
26. Эрозия / А. Эванс, А. Рафф, С. Видерхорн и др. / Под ред. К. Прис.: Пер. с англ. – М.: Мир, 1982. – 464 с.
27. Balasubramaniyam. Computational modeling of brittle impact erosion mechanisms. Thesis. College of Engineering and Mineral Resources Of West Virginia University. West Virginia, 1998.

Поступила в редакцию 17.05.2004

Рецензент: канд. техн. наук, проф. В.С. Гавриш, Запорожская государственная инженерная академия, Запорожье.

УДК 539.219:620.193.2

П.Г. КРУКОВСКИЙ¹, К.А. ТАДЛЯ¹, А.И. РЫБНИКОВ², И.И. КРЮКОВ²,
Н.В. МОЖАЙСКАЯ², В. КОЛАРИК³

¹*Институт технической теплофизики, Украина*

²*Центральный котлотурбинный институт им. И.И. Ползунова, Россия*

³*Fraunhofer-Institut für Chemische Technologie, Germany*

МЕТОДЫ АНАЛИЗА РЕСУРСА И СРЕДНИХ РАБОЧИХ ТЕМПЕРАТУР МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ ЛОПАТОК ГТД

В работе рассмотрены методы, использующие расчетно-экспериментальный подход для определения ресурса, остаточного ресурса и средних рабочих температур защитных металлических покрытий типа $MCrAlY$. Приведена физическая модель процессов окисления и диффузии основного оксидообразующего элемента покрытия – алюминия. Представлены результаты расчетов ресурса и средней рабочей температуры покрытия в определенном срезе лопатки газовой турбины.

лопатки газовых турбин, защитные покрытия, ресурс, рабочая температура, моделирование, диффузия

Введение

Для защиты от высокотемпературного окисления лопатки современных газовых турбин защищаются металлическими покрытиями типа $MCrAlY$, где M – металл (Ni – никель и/или Co – кобальт), Cr – хром, Al – алюминий, Y – иттрий, являются основными элементами, входящими в сплав покрытия. Покрытия $MCrAlY$ могут наноситься как отдельным покрытием, так и быть промежуточным между внешним термобарьерным покрытием и основным сплавом лопатки.

Ресурс таких покрытий в энергетических газовых турбинах составляет порядка 30000 ч (~3 – 4 года) и более. Ресурс покрытий типа $MCrAlY$ определяется временем диффузионного ухода основного оксидообразующего элемента алюминия (Al) из защитного покрытия, начальное содержание которого в покрытиях составляет от 6 до 12%. Экспериментальный подход к определению ресурса практически невозможен из-за большой продолжительности и дороговизне эксперимента. Практическое применение существующих моделей, описывающих процессы высокотемпературного окисления и диффузии в покрытиях типа $MCrAlY$, для долгосрочного прогнозирования часто затруднительно или невозможно

из-за отсутствия достоверных значений входных параметров модели, например, коэффициентов диффузии. В литературе имеются сведения о коэффициентах диффузии элементов только для простых композиций сплавов (двойные или тройные сплавы), в то время, как применяемые на практике сплавы более сложные. В наиболее близкой по составу основных элементов сплава работе [1] имеются сведения о коэффициенте диффузии алюминия, но только для тройного сплава $NiCrAl$.

1. Методы определения ресурса и средних рабочих температур защитных покрытий лопаток ГТУ

Предлагаемые в данной работе методы по определению ресурса и средней рабочей температуры используют расчетно-экспериментальный подход [2], который позволяет найти эффективный коэффициент диффузии Al и другие неизвестные входные параметры модели на основе использования методов решения обратных задач по данным краткосрочных экспериментов.

Суть подхода в нашем случае состоит в выборе таких параметров модели массообменных процессов в системе покрытие – основной сплав и такого на-

бора экспериментальных данных, которые в совокупности позволяют на основе решения обратных задач получить более адекватную модель и с ее помощью провести более точное долгосрочное прогнозирование массообменных процессов и связанного с ними ресурса металлических покрытий при заданном критерии ресурса.

Схема подхода (рис. 1) для прогнозирования массообменных процессов сводится к следующему:

1. Построение (выбор) математической модели, которая достаточно хорошо описывает основные физические процессы, происходящие в исследуемой системе и определяющие ресурс покрытия. В нашем случае это модели, основанные на описании диффузионных процессов в виде уравнений в частных производных. Такая модель позволяет находить расчетные профили концентрации C_M для алюминия (Al).

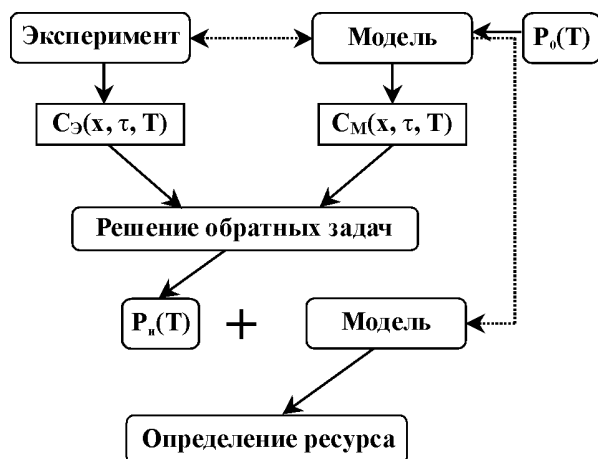


Рис. 1. Схема расчетно-экспериментального подхода (метода) по оценке ресурса покрытий

2. Проведение краткосрочных экспериментальных исследований для определения законов образования окисной пленки и распределений (профилей) концентраций Al в покрытии и основном сплаве (C_3) для разных температур и различных моментов времени (выдержек образцов покрытий в печах).

3. Идентификация неизвестных параметров P_n модели по данным эксперимента на основе решения обратных задач.

4. Долгосрочное прогнозирование массообменных процессов и ресурса покрытий на основе выбранной в п. 1 модели с найденными в п. 3 параметрами массообмена.

Схема методики для определения средней рабочей температуры и остаточного ресурса покрытия приведена на рис. 2 и сводится к следующему:



Рис. 2. Схема метода для определения остаточного ресурса и средней рабочей температуры защитных покрытий лопаток газовых турбин

1. Предварительные исследования: По схеме, описанной выше, проводится определение параметров модели $P_n(T)$. В результате решение обратных задач для различных температур строятся зависимости параметров $P_n(T)$ от температуры.

2. Получение данных с натурального объекта (исследование лопатки газовой турбины после наработки). В качестве экспериментальных данных используются локальные распределения концентрации Al в покрытии C_3 , полученные либо с помощью рентгеноспектрального микроанализа, либо методами неразрушающего контроля после отработки покрытия на лопатке газовой турбины определенного количества часов. Возможно также использование другой экспериментальной информации о протекавших диффузионных процессах, например положение границ зон обезлегирования.

3. Определение рабочей температуры и остаточного ресурса покрытия. Для расчетов использу-

ется та же модель, что и в п. 1. Выбирается температура начального приближения из области, исследованной в п. 1. По этой температуре определяется вектор начальных параметров. Вектор начальных параметров используется в модели для получения расчетных значений распределения концентрации алюминия. В качестве экспериментальных данных используются данные п. 2. Далее проводится решение обратной задачи по определению такой температуры покрытия T_i , для которой соответствующие этой температуре значения параметров $P_{ii}(T)$ и модель дадут близость расчетных C_M и экспериментальных C_{Σ} распределений концентраций алюминия в анализируемом покрытии.

2. Физическая модель

Физическая модель диффузионного перераспределения алюминия в системе “окисел – покрытие – основной сплав”, полученная на основе анализа результатов экспериментальных исследований покрытий типа **NiCoCrAlY**, имеет следующее описание (рис. 3).

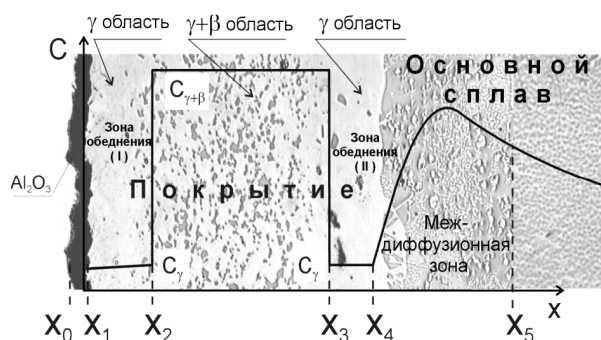


Рис. 3. Типичное распределение концентрации алюминия в покрытии типа **MeCrAlY** и основном сплаве

Окисел образуется соединением алюминия и кислорода, который абсорбируется из газовой среды и посредством диффузии через слой окисла x_1-x_0 поступает к границе x_1 окисел – покрытие.

Диффузия алюминия из покрытия происходит в двух направлениях – к границе x_1 окисел – покрытие и к границе x_4 покрытие – основной сплав.

За счет диффузионного ухода алюминия из $\gamma + \beta$ двухфазной зоны покрытия происходит образование обедненных алюминием однофазных зон обеднения с пониженным содержанием алюминия (γ фаза) как со стороны окисла, так и со стороны основного сплава (зоны обеднения I и II, рис. 2). Весь алюминий, уходящий из покрытия, уходит из $\gamma + \beta$ – двухфазной зоны покрытия за счет исчезновения (расхождения) β фазы. Профиль концентрации алюминия в области покрытия типа **MeCrAlY** имеет вид ступенчатой кривой, а в области основного сплава кривой с максимумом в междиффузионной зоне.

Можно выделить шесть основных зон: окисел $x_0 < x < x_1$; область $x_1 < x < x_2$, обедненная алюминием, где присутствует только одна γ фаза; двухфазная область $x_2 < x < x_3$, в которой одновременно присутствуют γ и β фазы; зона $x_3 < x < x_4$ в области покрытия, также обедненная Al с γ фазой; междиффузионная зона в основном сплаве $x_4 < x < x_5$, обогащенная Al и зона $x > x_5$ основного сплава, куда диффундирует алюминий из междиффузионной зоны. Накопление алюминия в междиффузионной зоне во времени происходит за счет образования различных фаз (например $\gamma + \beta$ – и $\gamma + \gamma'$ – фаз) вследствие разного количественного состава и соответствующего ему термодинамическому равновесию элементов в покрытии и основном сплаве. Накопленный в междиффузионной зоне алюминий частично диффундирует в основной сплав и обратно в покрытие.

В рассмотренной модели все границы, кроме границы x_4 (граница раздела покрытия и основного сплава), являются подвижными. Границы x_2 и x_3 движутся друг к другу вследствие уменьшения содержания β фазы в $\gamma + \beta$ – двухфазной зоне покрытия $x_2 < x < x_3$, из которой диффундирует алюминий. Концентрации общего содержания алюминия C и β фазы C_{β} в $\gamma + \beta$ двухфазной зоне $x_2 < x < x_3$ уменьшаются во времени. Математическая модель, описывающая изложенные выше процессы, более детально представлена в [2].

4. Эксперимент

Полированные образцы с 200-микронным MCrAlY покрытием, содержащим 10% алюминия, имеющим $\gamma\text{-(Ni/Co, Cr)}+\beta\text{(NiAl)}$ структуру выдерживались на воздухе при 900 и 950 °С до 20000 ч. Покрытие наносилось на сплав IN738 по вакуумно-плазменной технологии (LPPS). После выдержек проводились металлографические исследования и микрорентгеноспектральный анализ образцов.

5. Результаты

Идентификация параметров модели проводилась с использованием выдержек 300 и 1000 часов (рис. 4).

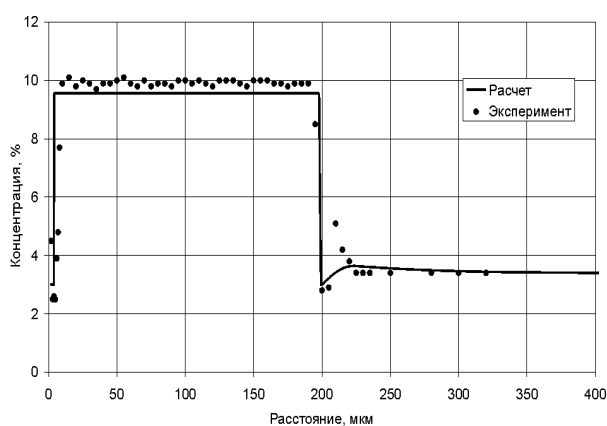


Рис. 4. Расчетное распределение концентрации Al после идентификации параметров модели и экспериментальные данные для выдержки 1000 ч при температуре 900 °С

Результаты прогноза сравнивались с результатами эксперимента для выдержек 10000 и 20000 ч (рис. 5).

На рис. 6 представлены результаты расчета ресурса покрытий для трех температур. В качестве критерия ресурса покрытий типа MCrAlY принято считать время исчезновения β фазы. Из результатов видно, что достаточным для энергетических газовых турбин ресурсом (3 года) обладает покрытие при толщине 200 микрон при температурах ниже 950 °С.

Оценка средних рабочих температур покрытия по сечению лопатки проводилась по вышеизложенному методу.

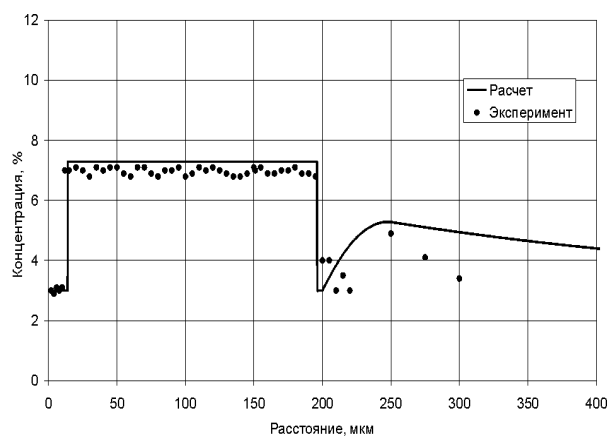


Рис. 5. Расчетные распределения концентрации алюминия после идентификации параметров модели и экспериментальными данными для выдержки 20000 ч при температуре 900 °С

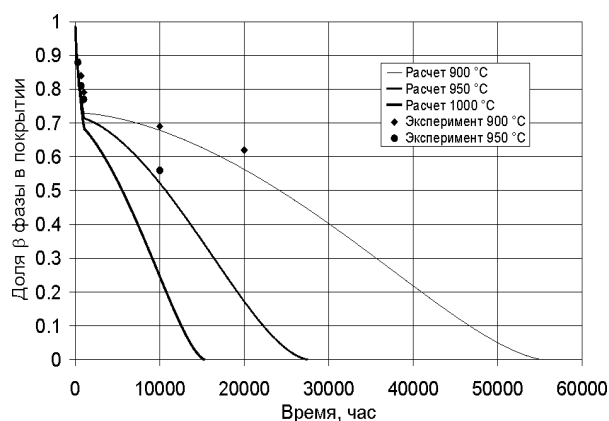


Рис. 6. Падение во времени содержания β фазы в покрытии

Исследовались две рабочие лопатки с двух последовательных ступеней турбины. Предварительно проводились экспериментальные исследования покрытия, нанесенного на лопатки газовой турбины в местах, указанных на рис. 7 и 8. В результате были получены данные о положении границ зон обезлигирования (x_1 , x_2 , x_3 и x_4 на рис. 3), которые использовались в решении обратных задач для определения рабочих температур покрытия. Стоит отметить, что представлены результаты для сечений лопаток, которые существенно отличаются по высоте, что

привело к тому, что уровень температур лопаток с разных ступеней практически одинаков.

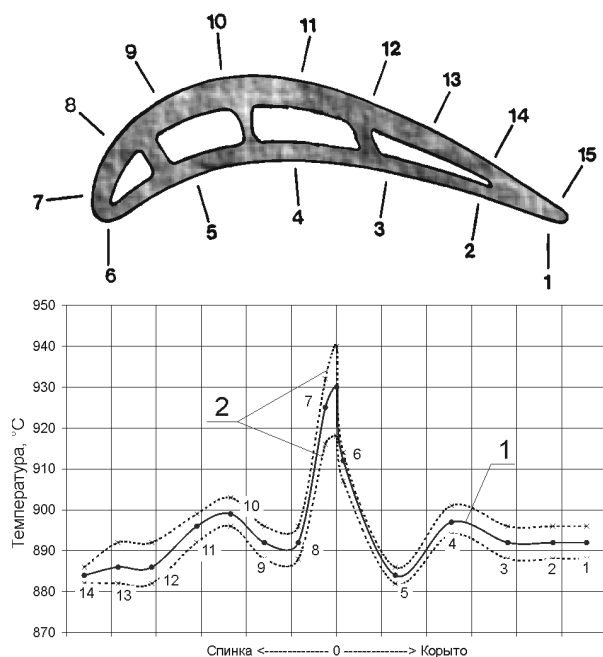


Рис. 7. Распределение рабочих температур по контуру лопатки первой ступени после отработки 26400 ч. Пронумерованные точки соответствуют пронумерованным позициям на лопатке. Кривая 1 – расчет, кривые 2 – диапазон ошибок измерений

Закключение

Представлены методы, которые позволяют проводить анализ ресурса, остаточного ресурса и средней рабочей температуры защитных покрытий типа MCrAlY на лопатках газовых турбин.

Полученные при помощи изложенных методов результаты показали достаточно хорошее согласование с экспериментальными данными.

Представлены также результаты определения средних локальных рабочих температур в защитных покрытиях, полученные для лопаток двух различных ступеней после отработки ими 26400 ч.

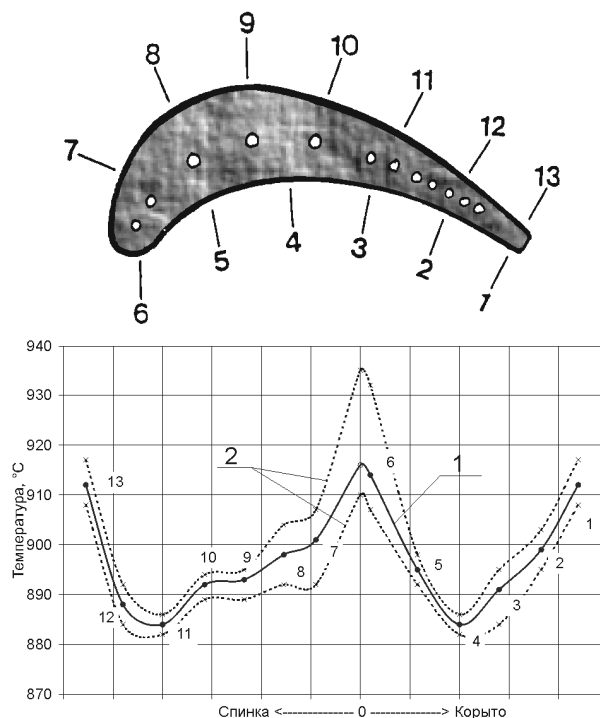


Рис. 8. Распределение рабочих температур по контуру лопатки второй ступени после отработки 26400 ч. Пронумерованные точки соответствуют пронумерованным позициям на лопатке. Кривая 1 – расчет, кривые 2 – диапазон ошибок измерений

Литература

1. Nesbitt J.A., Heckel R.W. Interdiffusion in Ni-Rich, Ni-Cr-Al Alloys at 1100 and 1200 °C: Part II. Diffusion Coefficients and Predicted Concentration Profiles // Met. Trans. 18A December. – P. 2075 – 2086.
2. Круковский П.Г., Тадля К.А. Расчетно-экспериментальный подход к анализу ресурса и температуры защитных покрытий лопаток газовых турбин // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 23, № 4. – С. 41 – 50.

Поступила в редакцию 12.04.2004

Рецензент: д-р техн. наук, член-корр. НАН Украины В.Н. Клименко, вице-президент ОАО ХК «Рассвет-энерго», Киев.

УДК 629.7.036:539.4

Д.Ф. СЕМБИРСКИЙ¹, А.В. ОЛЕЙНИК¹, В.А. ФИЛЯЕВ¹, Н.А. ШИМАНОВСКАЯ¹,
А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ², В.В. ГРИЩЕНКО²

¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

²ЗМКБ «Прогресс» им. акад. Ивченко, Украина

ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО МОНИТОРИНГА ВЫРАБОТКИ РЕСУРСА ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ Д-18Т

Приводятся основные результаты дальнейшего совершенствования алгоритмов мониторинга температурного и напряженного состояний основных деталей газотурбинного двигателя. Они реализованы в программном комплексе «Ресурс-18Т», предназначенном для мониторинга по штатно регистрируемым параметрам выработки и прогнозирования остатка ресурса двухконтурных ТРД Д-18Т.

мониторинг выработки ресурса

1. Постановка задачи

В работе [1] приведены результаты создания методических средств для эксплуатационного мониторинга выработки ресурса (МВР) основных деталей авиационного двигателя Д-18Т. В его основу были положены результаты совместных исследований НАКУ «ХАИ» и ЗМКБ «Прогресс» по разработке и практическому внедрению алгоритмов мониторинга повышенной точности температурного и напряженно-деформированного состояния (ТС и НДС) деталей [2, 3]. Погрешности мониторинга (по сравнению с расчетами по моделям верхнего уровня) не превышают значений: по ТС – 0,1 и 3,5%, по НДС – 1,8 и 4,23% на установившихся и переходных режимах соответственно. Это, по приближенным оценкам, позволяет определять коэффициенты

$$\eta_{N_i} = \Pi_{N_i} / \Pi_{N_{опц}}$$

$$\text{и } \eta_{\tau_i} = \Pi_{\tau_i} / \Pi_{\tau_{опц}}$$

соответствия текущего i -го полетного цикла (ПЦ) и обобщенного полетного цикла (ОПЦ) двигателя по критериям малоциклового усталости (η_{N_i}) и длительной прочности (η_{τ_i}) с погрешностями в пределах до 6 – 15% (здесь Π_{N_i} , $\Pi_{N_{опц}}$ и Π_{τ_i} , $\Pi_{\tau_{опц}}$ – повреждаемости по малоциклового усталости (МЦУ) и

длительной прочности (ДП) соответственно в i -м ПЦ и ОПЦ).

Так как при известных значениях $\Pi_{\tau_{опц}}$ и $\Pi_{N_{опц}}$, рассчитанных по заданному ОПЦ, выработки назначенных ресурсов детали $\tau_{выр}$ и $N_{выр}$ в часах и количестве ОПЦ определяются по формулам:

$$\tau_{выр} = \sum_{i=1}^n \eta_{\tau_i} \cdot \tau_{опц}; \quad (1)$$

$$N_{выр} = \sum_{i=1}^n \eta_{N_i}, \quad (2)$$

где n – количество выполненных ПЦ;

$\tau_{опц}$ – длительность ОПЦ.

Тогда приведенные выше значения погрешностей мониторинга ТС и НДС могут быть приняты в качестве приближенной оценки погрешностей этой системы МВР в целом. Выполненные в [3] оценочные расчеты показали, что погрешности систем МВР с распространенными упрощенными алгоритмами мониторинга ТС и НДС примерно на 0,5 – 1,5 порядка выше.

В данной статье приводятся результаты программной реализации указанных методических средств в виде программного комплекса (ПК) «Ресурс-18Т». ПК может применяться в двух модификациях: для работы на борту в темпе реаль-

ного времени и для наземной обработки полетной информации. В состав контролируемых деталей (КД) были включены лопатка вентилятора, диски компрессоров среднего и высокого давлений, диски турбин высокого давления и вентилятора, а также отдельные валы. Исходными данными для расчетов служат значения штатно регистрируемых параметров двигателя, а также сигналы «Запуск двигателя», «Стационарный режим» и «Останов двигателя». Выработка ресурса КД рассчитывается непрерывно в накопительном режиме.

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

2. Программная реализация алгоритма

Указанные алгоритмы были программно реализованы в виде автономного консольного приложения с использованием алгоритмического языка C++. Исходный код приложения имеет блочную структуру. Ее укрупненная блок-схема приведена на рис. 1. Все входные (измеренные параметры двигателя) и выходные переменные (результаты расчетов) описаны глобально. Принцип проведения расчета вырабатываемого деталями ресурса заключается в однократном вызове на исполнение приложения с указанием расположения файла исходных данных. Последующая визуализация результатов, а также их протоколирование является задачей оболочки, реализующей интерфейс программного комплекса с пользователем.

В блоке 1 осуществляется инициализация параметров, необходимых для работы алгоритма (параметры базовых режимов, ТС и НДС деталей на базовых режимах, свойства материалов и др.).

Данные считываются из файла `resalg.ini`, который должен храниться в папке инсталляции программного комплекса «Ресурс-18Т». Файл `resalg.ini` является текстовым файлом, назначение которого заключается в предоставлении пользователю ПК возможности модифицировать исходные данные алгоритма УВР. Условием выполнения блока является признак первого входа в алгоритм. После выполнения этого блока флаг признака обнуляется.

В блоке 2 производится преобразование единиц измерений.

На основании поступивших в алгоритм и преобразованных в блоке 2 параметров двигателя в блоке 3 выполняются расчеты параметров прочной части: $T_{КВД}$, $T_{КСД}$, $P_{КВД}$, а также расчет давления на входе P_H с учетом скорости полета М.

Расчет параметров температурного нагружения, температурного и напряженного состояний лопатки вентилятора производится в блоке 4, диска 6 ступени КСД – в блоке 5, дисков 1 и 7 ступеней КВД – в блоках 6 и 7 соответственно, заднего вала КВД – в блоке 8, диска ТВД – в блоке 9, диска 3 ступени ТВ – в блоке 10 соответственно. При этом используются алгоритмы мониторинга установившегося температурного и напряженного состояний деталей, описанные в [1].

Алгоритмы расчета температурного и напряженного состояний на переходных режимах носят унифицированный характер, что позволяет использовать один и тот же программный код для расчета ТС и НДС любой детали.

В каждом из блоков 4 – 10 в случае превышения напряжений соответствующих пределов текучести производится учет упругопластичности с помощью гиперболы Нейбера.

Расчет повреждения от ДП производится в блоке 11. Используется параметрическая зависимость Ларсена-Миллера. Расчет приращений повреждений КД от МЦУ производится в блоке 12.

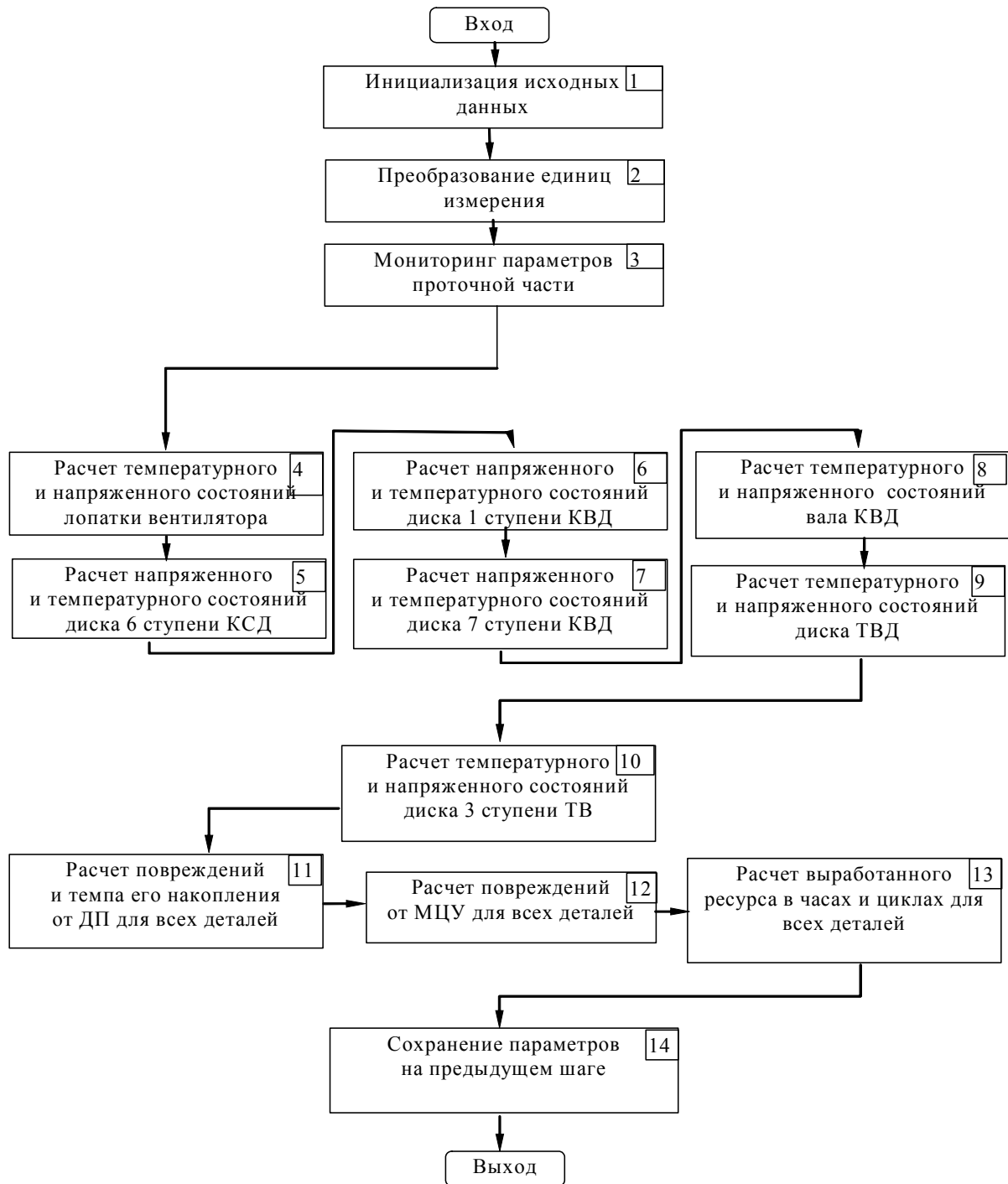


Рис. 1. Структура алгоритма учета выработки ресурса КД двигателя Д-18Т

Используется метод “дождя” для выделения полудиаграмм нагружения, а также численный метод решения нелинейного уравнения Мэнсона для получения числа циклов до разрушения по каждой КД.

Выработанный ресурс в часах и циклах ОПЦ производится в блоке 13. При этом используется заданная продолжительность ОПЦ, а также величина

повреждений по ДП и МЦУ каждой из деталей, предварительно рассчитанные в ОПЦ.

В блоке 14 производится сохранение некоторых, рассчитанных в алгоритме, параметров для их использования в следующих вызовах алгоритма УВР.

Программный код описанного алгоритма УВР был откомпилирован в машинный (GTelife18.exe).

3. Интерфейс оболочки алгоритма

Для эффективной работы с программной реализацией алгоритма УВР был создана оболочка, осуществляющая интерфейс между пользователем и приложением GTelife18.exe. Оболочка также была закодирована на языке программирования C++ с использованием графического интерфейса MFC. Откомпилированная реализация интерфейса была названа GTelife.exe.

Приложение GTelife.exe предлагает пользователю подготовить исходные данные для расчета, запустить расчетный модуль GTelife18.exe, вывести результаты расчетов в упорядоченном табличном

виде, а также в виде графиков. Предусмотрена возможность настройки практически всех аспектов визуализации результатов: перечень и порядок следования графиков и параметров, представленных в табличном виде, масштаб, размеры, цвета и др.

На рис. 2 и 3 приведены примеры экрана компьютера, демонстрирующие внешний вид интерфейса ПК «Ресурс-18Т».

Плавающие панели содержат оперативную информацию об измеряемых и неизменяемых параметрах двигателя, температурном и напряженном состояниях контролируемых деталей, программе эксплуатации двигателя и др.

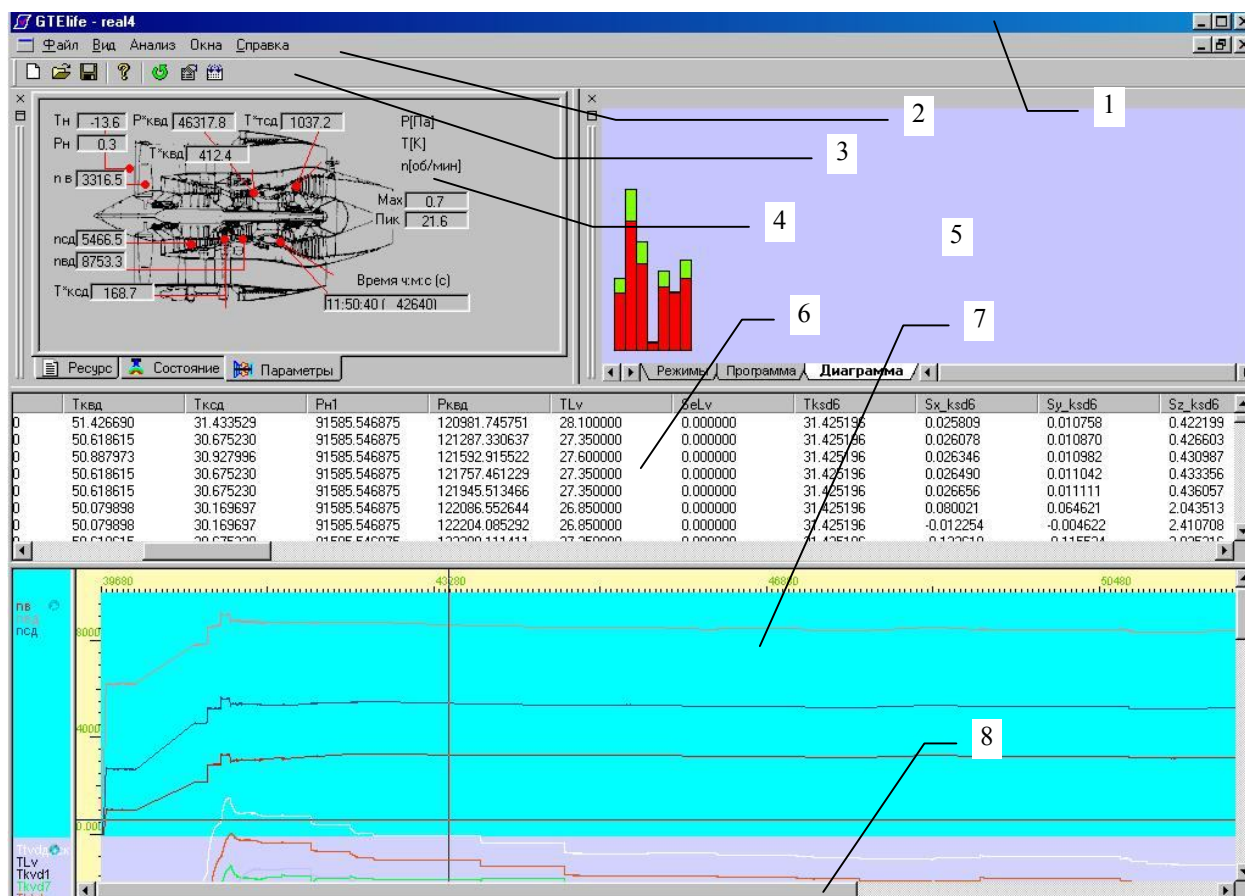


Рис. 2. Состав главного окна ПК «Ресурс-18Т»:

- 1 – рамка приложения;
- 2 – главное меню;
- 3 – панель инструментов;
- 4 – плавающее окно «параметры»;
- 5 – плавающее окно «режимы»;
- 6 – окно визуализации результатов в табличном виде;
- 7 – окно визуализации результатов в графическом виде;
- 8 – статусная строка

Предусмотрена возможность изменять местоположение как главного окна, так и плавающих пане-

лей в зависимости от потребностей пользователей. Графическая визуализация результатов расчетов

дает возможность пользователю вывести на экран изменение во времени любых параметров, храни-

мых в базе данных ПК «Ресурс-18Т». Пример такой визуализации представлен на рис. 3.

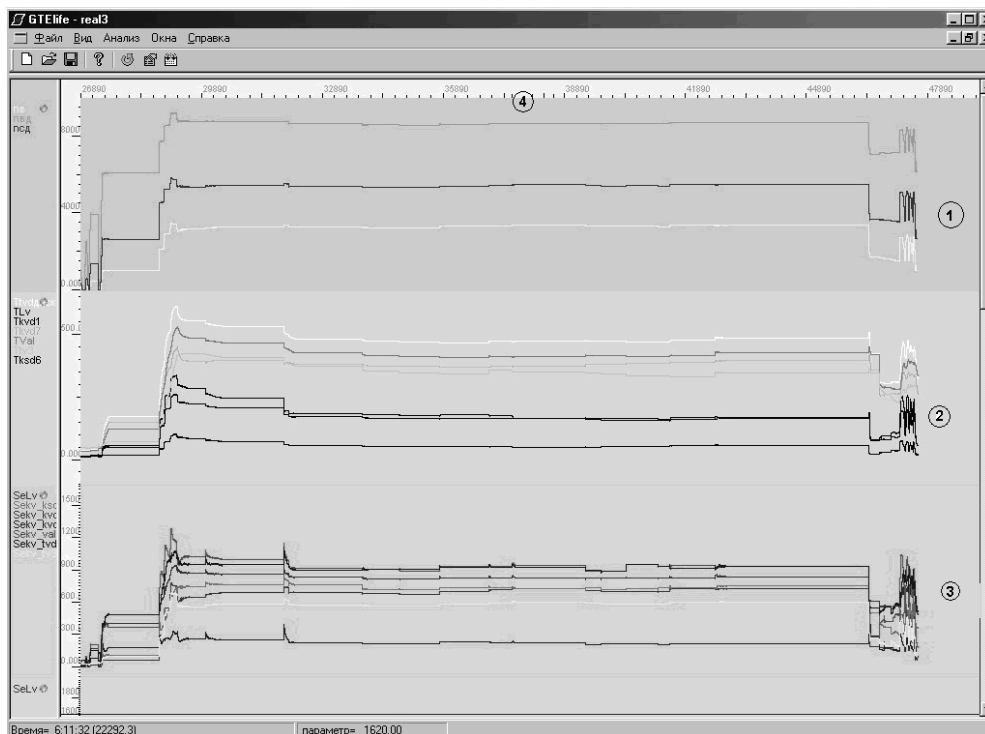


Рис. 3. Результаты мониторинга в процессе полета самолета Ан-124:

- 1 – обороты роторов двигателя;
- 2 – температуры контролируемых деталей двигателя;
- 3 – эквивалентные напряжения контролируемых деталей;
- 4 – время полета

4. Тестирование и оценка погрешностей ПК

Тестирование ПК «Ресурс-18Т» заключалось в выполнении следующих этапов:

- контроль правильности информационного обмена при реализации алгоритмов мониторинга ТС и НДС;
- контроль правильности информационного обмена и представления конечных результатов УВР.

Оценки погрешностей алгоритмов мониторинга выполнялись как в автономных исследованиях, так и в процессе тестирования ПК. Под погрешностями мониторинга здесь и выше понимаются отличия его результатов от данных, полученных на моделях верхнего уровня.

Для проведения тестирования использовались следующие тесты:

– тест «Стационарный взлетный режим» заключался в проведении расчетов температурного и напряженного состояний на установившемся режиме;

- тест «Нормальный взлет» включает расчеты температурного и напряженного состояний на неустановившихся режимах в начальной части полетного цикла: 0 – ЗМГ (6 мин) – 0,4 (5 мин) – 0,7 (2 мин) – Взлетный (2 мин) – 0,7.

Результаты для диска ТВД приведены на рис. 4:

- тест «Экстремальный цикл» включал расчет температурного и напряженного состояний в цикле с максимальным изменением теплоотдачи: 0 – МГ (20 с) – Взлетный (20 с) – МГ;

– тест «Обобщенный полетный цикл» представляет собой расчет выработки ресурса в обобщенном полетном цикле;

– тест «Реальные полеты» заключался в обработке данных бортового регистратора при выполнении четырех полетов самолетов Ан-124.

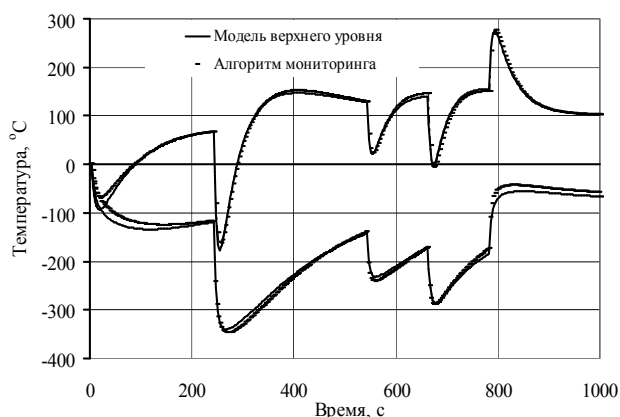


Рис. 4. Изменение температурных напряжений для диска ТВД (верхние кривые – σ_{xx} , нижние кривые – σ_{zz})

Учитывая то, что выработка ресурса происходит, в основном, на режимах выше 0,7, в качестве предварительной оценки погрешностей мониторинга ТС и НДС были приняты значения:

- ТС на установившихся режимах 1 ... 7 °C (1%);
- ТС на неустановившихся режимах до 16 °C (2,5 %);
- по НДС на установившихся режимах 9 МПа (менее 1,5%);
- по НДС на неустановившихся режимах 30 МПа (3%).

Результаты тестирования подтвердили правильность информационного обмена во всех блоках алгоритма и представления результатов мониторинга ТС и НДС.

На основании оценок погрешностей мониторинга ТС и НДС по методике [3] был выполнен количественный анализ погрешностей определения коэффициентов соответствия η_{ti} и η_{Ni} с учетом всех систематических и случайной составляющей. На примере рассмотрения ряда установившихся режимов и

переходного режима «Малый газ – Взлетный» было определено, что относительная погрешность определения η_{Ni} по предлагаемой методике не превышает 6%, а по известным методикам достигает 46...50%. Аналогичные расчеты показали, что относительная погрешность определения η_{ti} по предложенной методике на всех режимах и различных КД не превышает 15%.

Эти оценки были приняты в качестве предварительных. В дальнейшем предполагается их развитие и уточнение в процессе эксплуатационного внедрения ПК «Ресурс-18Т» в ЗМКБ «Прогресс».

Литература

1. Комплекс программно-методических средств для эксплуатационного мониторинга выработки ресурса основных деталей авиационного двигателя Д-18Т / Д.Ф. Симбирский, А.В. Олейник, В.А. Филяев, В.И. Колесников, А.В.Шереметьев, В.В. Грищенко // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – Х.: НАКУ «ХАІ». – 2003. – Вип. 42/7. Двигуни та енергоустановки. – С. 96 – 101.
2. Симбирский Д.Ф., Филяев В.А., Шереметьев А.В. Требования к точности мониторинга температурного и напряженного состояний деталей ГТД в системах учета выработки их ресурса // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – Х.: НАКУ «ХАІ». – 2002. – Вип. 34. Двигуни та енергоустановки. – С. 130 – 132.
3. Филяев В.А. Мониторинг температурного и напряженного состояний деталей авиационных ГТД в системах учета выработки их ресурса. Дис. ... канд. техн. наук: 05.07.05. – Х., 2002. – 193 с.

Поступила в редакцию 25.04.2004

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

УДК 629.7.036:539.4

С.М. СТЕПАНЕНКО

ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

ИСПЫТАНИЕ КОМПЬЮТЕРНЫХ ПРОГРАММ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ КАК ЭЛЕМЕНТ СИСТЕМЫ КАЧЕСТВА КОНСТРУИРОВАНИЯ

Применение численных методов расчета в практике конструирования, в частности метода конечных элементов, требует предварительного испытания программ для того, чтобы гарантировать качество получаемых результатов. В статье рассматривается пример испытания компьютерной программы расчета на прочность, применявшейся при конструировании авиационных ГТД.

качество, испытание, компьютерная программа, прочность, метод конечных элементов, напряжения, ГТД

Повсеместное внедрение систем менеджмента качества на предприятиях, периодически повторяющаяся сертификация таких систем различными независимыми инспекциями делают актуальными все вопросы, связанные с обеспечением требований к качеству выпускаемой продукции. Для проектных и конструкторских предприятий важным элементом системы менеджмента качества является обеспечение качества конструирования. В настоящее время в конструкторской практике для анализа условий работы проектируемых изделий широко используются численные методы расчетов, в частности метод конечных элементов (МКЭ). При этом все чаще применяются универсальные программные комплексы, разработанные для решения широкого класса задач, но требующие при решении частных вопросов определенного мастерства от работающих с ними исполнителей. Освоение таких комплексов исполнителями, с целью гарантированного получения качественных результатов, является важным неотъемлемым элементом системы качества конструирования.

Преимущество МКЭ перед другими численными методами (легкость в дискретизации объекта, в получении результатов расчета при одновременном рассмотрении нескольких тел из разных материалов с нерегулярными границами, возможность сгущения сетки в местах ожидаемой концентрации напряжений, простота учета различных граничных условий) делает его привлекательным для инженеров-

расчетчиков. Но, с другой стороны, такая простота может привести к получению неправильных результатов, если исполнитель не убедится в том, что он верно владеет имеющимся в его распоряжении расчетным инструментом. На необходимость испытания программ расчета МКЭ указывают многие исследователи, работающие с такими программами, например [1, 2].

Цель настоящей статьи – рассмотреть этапы проведения испытания и проверки компьютерных программ. Этапность испытаний должна определяться принципом – «от общего к частному» и включать рассмотрение работоспособности и оценки точности получаемых результатов при использовании тех элементов компьютерной программы, которые намечены к практическому применению на данном предприятии. Проиллюстрировать реализацию такого принципа можно на примере проведенного испытания программного комплекса, предназначенного для определения МКЭ упругого и упругопластического напряженно-деформированного состояния плоских и осесимметричных конструкций роторов авиационных ГТД.

Прежде всего, анализировалась зависимость результатов расчета от типа задаваемых конечных элементов, их размеров и степени их сгущения. Результаты расчетов МКЭ, полученные при использовании испытываемого программного комплекса, были сопоставлены с традиционными расчетами

дисков по известной методике Р.С. Кинасошвили [3, 4]. Расчет дисков проводился при их осесимметричном нагружении центробежными силами, контурной нагрузкой и радиальным перепадом температур. При всех сочетаниях размеров применявшихся конечных элементов расхождение результатов не превышало 5%. В результате такой проверки получено подтверждение того, что персоналом, работающим с программным комплексом, выбирает правильные размеры элементов и создает модели, обеспечивающие качество получаемых результатов.

Погрешность расчета, связанная с размерами конечных элементов, существенна при расчете напряжений в зонах концентраторов. В [1] отмечается, что при соотношении размеров конечных элементов в таких зонах с характеристическими размерами концентраторов, не превышающем величины $0,2 \dots 0,07$, обеспечивается достоверный результат даже при простейших типах конечных элементов. Справедливость этого утверждения была проверена путем расчета напряжений в местах перехода полотна диска к опорной поверхности бурта. Радиус скругления здесь был равен $R = 0,8$ мм. В результате расчетов получено, что, действительно, при соотношении линейных размеров конечных элементов λ , описывающих зону концентратора, к радиусу скругления $\lambda / R \leq 0,2$ результат расчета не зависит от размеров конечных элементов. Здесь λ – длина стороны конечного элемента.

Для проверки применимости испытываемого программного комплекса к расчету оболочек ротора ГТД было проведено сравнение результатов расчета МКЭ с известными теоретическими решениями. Рассматривалась задача о нагружении цилиндрической оболочки по одному краю перерезывающими силами q , действующими на единицу длины окружности. Теоретическое решение такой задачи приведено в [5]. Для расчета принимались следующие значения величин: $q = 10$ Н/мм; размеры оболочки: средний радиус $R = 350$ мм, толщина $h = 1,5$ мм,

длина $L = 120$ мм; модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Расчет МКЭ проводился при трех, четырех и шести слоях конечных элементов по толщине оболочки. Наибольшее отклонение от теоретического решения возникает при расчете МКЭ с тремя слоями элементов по толщине (для осевых напряжений до 22%, для окружных напряжений до 8%). Из полученного результата можно сделать практический вывод. Если при расчете МКЭ ротора ГТД, включающего диски и проставки, оболочки задаются тремя слоями элементов и расчетные окружные напряжения превышают осевые, эти напряжения могут рассматриваться в дальнейшем анализе без дополнительных уточнений. Если более высокими получаются осевые напряжения, следует просчитать оболочку с использованием более измельченной сетки.

Для расчета напряжений вблизи конструктивных концентраторов, образующихся пазами в дисках для крепления лопаток, отверстиями, галтелями, целесообразно применять конечноэлементную модель фрагмента диска, включающую анализируемый концентратор. Граничные условия для такой модели берутся из общего решения соответствующей задачи для диска в целом. На примере компрессорного диска было проверено влияние размеров расчетного фрагмента на результаты расчета напряжений в зоне межпазовых выступов. Рассматривалась плоская модель сектора диска, включающего один паз для крепления хвостовика лопатки, ограниченного по бокам двумя радиальными образующими, а снизу дугой, отстоящей от дна паза сначала на 1,5 размера его высоты, а затем на $3 \dots 3,5$ размера паза. В первом случае в зоне угловых выкружек паза максимальные напряжения получились равными $\sigma_{\max} = 280$ МПа (у одной выкружки) и $\sigma_{\max} = 201$ МПа (у другой). При удалении дуги, ограничивающей рассматриваемый фрагмент снизу до $3 \dots 3,5$ размеров паза, расчетные напряжения изменились и стабилизирова-

лись на уровне $\sigma_{\max} = 236$ МПа и $\sigma_{\max} = 217$ МПа. соответственно. Таким образом, расчетный фрагмент для решения плоских задач должен быть не менее чем в три раза больше размера паза или другой конструктивной особенности, возле которой определяется концентрация напряжений.

Важную роль при испытаниях и проверках компьютерных программ играет сравнение полученных результатов с имеющимися экспериментальными данными. Рассматриваемый нами программный комплекс был применен для определения перемещений и напряжений и сравнения их с экспериментально полученными значениями при статических испытаниях диска, имитирующего центробежное колесо, и при тензометрировании вращающегося диска вентилятора. Перемещения и напряжения определялись в местах расположения датчиков перемещений и тензорезисторов. Результаты сравнения экспериментальных и расчетных данных показали сходимость: в пределах 7 ... 12%.

В качестве одного из примеров испытания программного комплекса приведем пример рассмотрения задачи об упругопластическом изгибе стержня прямоугольного сечения изгибающим моментом $M_{\text{и}} = 16 \cdot 10^4$ Н·мм. Материал стержня – сталь 30ХГСА. Длина стержня $L = 10$ мм, размер поперечного сечения 3×4 мм, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. Результаты расчета сравнивались со значениями, приведенными в [6]. Как стало видно из анализа полученных результатов, упругопластический расчет с использованием испытываемого программного комплекса дает заниженные значения напряжений и определяет меньшую зону пластичности по сравнению с [6], из чего последовали определенные рекомендации относительно применения данного комплекса для решения упругопластических задач.

Выводы

В результате испытания и проверки программного комплекса для расчета напряженно-деформиро-

ванного состояния элементов конструкций роторов ГТД с применением МКЭ были опробованы все основные возможности комплекса, предлагаемые его разработчиками. Были даны рекомендации исполнителям по величинам применяемых конечных элементов, особенностям расчета зон с конструктивными концентраторами, по ожидаемой точности получаемых результатов при упругом и упругопластическом расчетах.

Таким образом, проведенная предварительная работа по освоению программного комплекса способствовала обеспечению необходимого уровня качества последующего конструирования авиационных ГТД на его определенном этапе.

Литература

1. Морозов Е.М., Никишков Г.П. Метод конечных элементов в механике разрушения. – М.: Наука, 1980. – 354 с.
2. Смирнова Л.М. Прогнозирование ресурса рабочих колес турбокомпрессоров с учетом случайности расстройки и нагружения: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.09 / ХНТУ «ХПИ». – Х., 2003. – 22 с.
3. Кинашвили Р.С. Расчет на прочность дисков турбомашин. – М.: Оборонгиз, 1954. – 143 с.
4. Демьянушко И.В., Биргер И.А. Расчет на прочность вращающихся дисков. – М.: Машиностроение, 1978. – 247 с.
5. Канторович З.Б. Основы расчета химических машин и аппаратов. – М.: Машгиз, 1960. – 743 с.
6. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.В. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

Поступила в редакцию 01.06.2004

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

УДК 681.513.54

А.А. ОЛЕЙНИК, С.В. ЕПИФАНОВ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Украина*

ОПТИМАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ДВИГАТЕЛЯМИ МНОГОДВИГАТЕЛЬНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ПО КРИТЕРИЮ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ

Рассмотрены возможности применения оптимального распределения нагрузки для повышения экономичности наземных и авиационных многодвигательных силовых установок. Приведено описание предлагаемого метода оптимизации, его возможности, проблемы, связанные с его применением, и пути их решения.

многодвигательная силовая установка, распределение нагрузки, экономичность, оптимизация, система автоматического управления, идентификация, эксплуатационная регистрация, модель текущего состояния

Введение

Многодвигательные силовые установки широко используются в авиации, энергетике и промышленности. Такие установки характеризуются высокой производительностью и, как следствие, высоким расходом топлива (потреблением энергии). Кроме того, большинство наземных установок работает в условиях непрерывной или интенсивной эксплуатации. В результате оплата потребляемого топлива составляет, как правило, основную статью эксплуатационных расходов наземной установки.

Актуальной задачей является повышение экономичности таких установок. Даже относительно небольшое снижение расхода топлива выражается в значительной сумме сэкономленных средств за год. Следует также отметить, что повышение экономичности установки, как правило, благоприятно сказывается на ее экологических характеристиках.

В настоящее время большинство многодвигательных установок управляется по принципу равного распределения нагрузки. Такая стратегия управления может обеспечить максимальную экономичность, только если характеристики агрегатов установки отличаются незначительно. Однако на практике характеристики агрегатов существенно отличаются вследствие индивидуальных особенностей

изготовления, различной степени износа и загрязнения проточной части и др.

1. Постановка задачи

Нами предложена более совершенная стратегия управления многодвигательной силовой установкой – оптимальное по критерию топливной экономичности распределение нагрузки. Сущность этого метода состоит в поиске такой конфигурации режимов работы агрегатов, при которой необходимая производительность установки будет достигаться с наименьшим общим расходом топлива (потреблением энергии). Этот метод позволяет наилучшим образом использовать имеющиеся ресурсы установки без внесения каких-либо конструктивных изменений.

Метод основан на использовании реальных (текущих) характеристик агрегатов, которые строятся по математическим моделям текущего состояния. Модели должны быть достаточно простыми для обеспечения высокого быстродействия и в то же время обеспечивать высокую точность соответствия реальным параметрам агрегата. Система оптимального распределения нагрузки должна быть способна автоматически обновлять (идентифицировать) модели текущего состояния по накопленным результатам эксплуатационной регистрации параметров. Т.к. за короткий период невозможно собрать представи-

тельную обучающую выборку данных, применение модели типа «черный ящик» для описания отклонения от нормального состояния нерационально. Необходимо выработать поправочные модели с минимальным числом неизвестных, что позволит достоверно идентифицировать модели по небольшому количеству эксплуатационных данных, зарегистрированных на любом режиме при любых внешних условиях.

2. Описание метода

Упрощенно оптимизацию распределения нагрузки можно рассматривать как достижение максимального КПД многодвигательной установки двумя следующими способами:

- 1) Выбором оптимального количества работающих агрегатов для обеспечения заданной производительности (рис. 1). При этом за счет уменьшения (или увеличения) количества используемых агрегатов, их рабочие точки смещаются в сторону оптимальных режимов, т.е. максимального КПД.
- 2) Перемещением нагрузки с менее экономичных (изношенных) агрегатов на более экономичные (рис. 2). При этом общий КПД установки смещается

от среднего по агрегатам значения в сторону КПД наиболее экономичного агрегата.

Первый способ эффективен для агрегатов с ярко выраженной зависимостью КПД от режима, второй, наоборот – для агрегатов с пологой зависимостью. В общем случае метод распределения нагрузки использует оба эти способа одновременно.

Косвенным результатом оптимизации распределения нагрузки может быть выравнивание степени износа (загрязнения) агрегатов, что в большинстве случаев позволит производить более эффективное планирование технического обслуживания.

В основе метода лежит использование текущих характеристик агрегатов – зависимостей расхода топлива (потребления энергии) G_i от нагрузки Q_i , которые строятся для заданных внешних условий по индивидуальным моделям текущего состояния. Зависимость прогнозируемых значений расхода топлива от нагрузки агрегата хорошо описывается полиномиальной функцией. Результаты аппроксимации функций $G_i = f(Q_i)$ используются при построении системы уравнений для определения минимума функции суммарного расхода топлива. Система уравнений составляется и решается для каждого

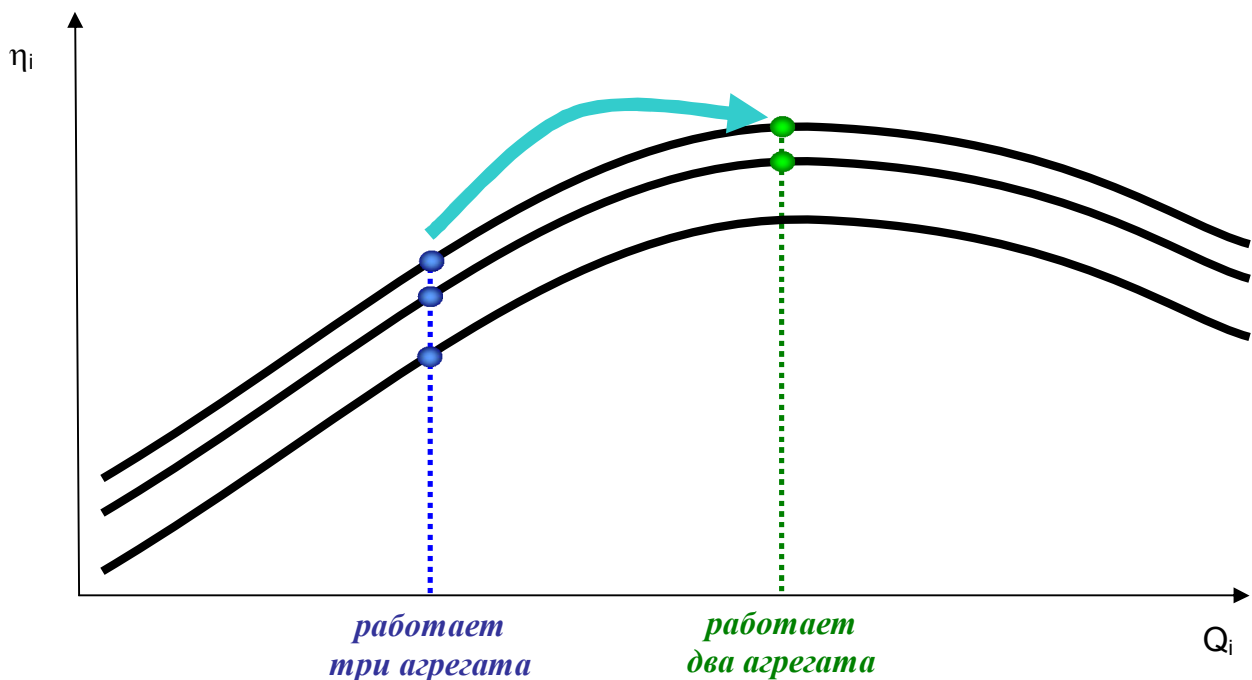


Рис. 1. Увеличение экономичности путем выбора оптимального множества работающих агрегатов

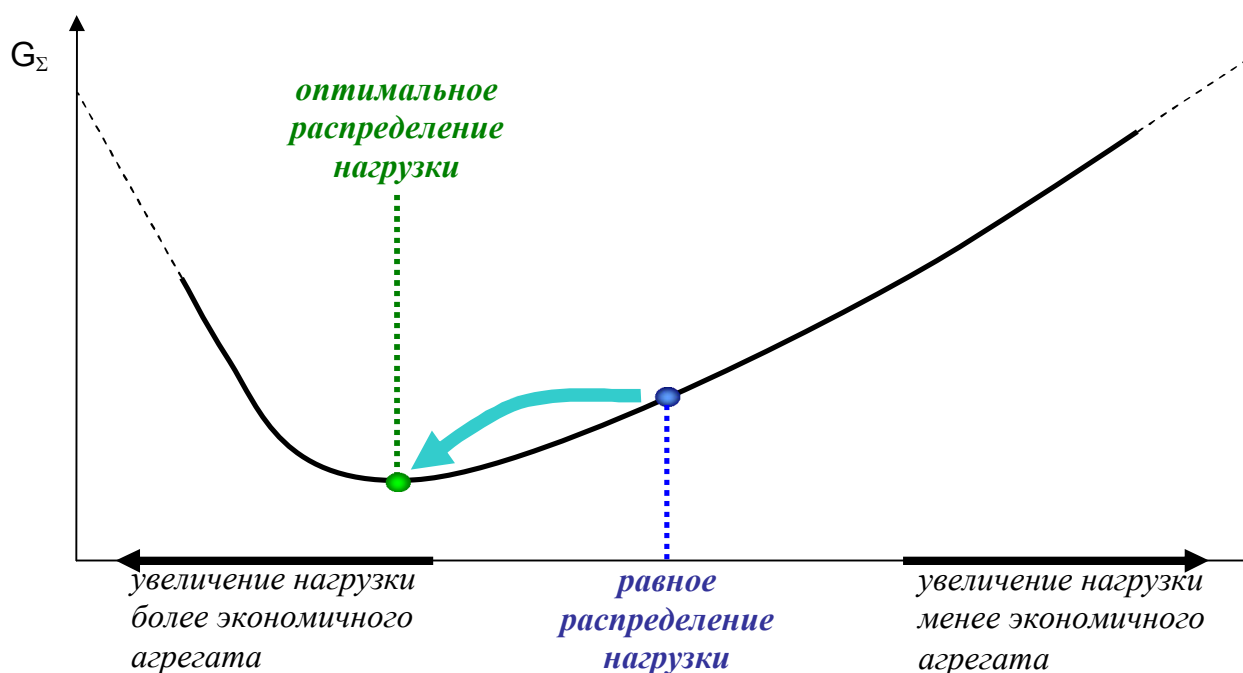


Рис. 2. Увеличение экономичности путем перемещения нагрузки на более экономичные агрегаты

допустимого множества работающих агрегатов, в результате чего отбирается наиболее экономичная конфигурация.

Метод позволяет накладывать широкий спектр возможных ограничений на искомые результаты оптимизации, например:

- 1) задавать, какие агрегаты недоступны для включения в работу, т.к. находятся в ремонте или техническом обслуживании;
- 2) задавать особые фиксированные режимы работы для специальных агрегатов;
- 3) избегать частого включения-выключения агрегатов при кратковременных изменениях требуемой производительности;
- 4) обеспечивать совместимость с конкретной САУ и др. требованиями.

3. Обеспечение эффективности применения

Очевидно, что эффективность оптимизации определяется достоверностью используемых моделей агрегатов, т.е. степенью соответствия их реальным характеристикам агрегата на момент решения задачи. В то же время, модели должны быть достаточно простыми для обеспечения быстродействия при пе-

реходе от модели агрегата к характеристике $G_i = f(Q_i)$.

Предлагается использовать базовую (серийную) модель агрегата совместно с индивидуальными поправками (моделью нормального состояния) и поправками на ухудшение характеристик вследствие износа и загрязнения (моделью текущего состояния). В качестве базовой может использоваться модель высокого уровня или модель типа «черный ящик», идентифицированная по модели высокого уровня или представительной выборке результатов эксплуатационной регистрации параметров агрегата.

Для описания отклонений реального агрегата от базовой модели применение модели типа «черный ящик» нерационально, т.к. в эксплуатации невозможно собрать представительную выборку данных за короткий период, кроме того, идентификация поправок выполняется в автоматическом режиме без визуального контроля результатов пользователем. Поэтому необходимо выявить критерии подобия, которые сохраняются независимо от индивидуальных особенностей, износа, загрязнения агрегата и выработать поправочные модели с минимальным числом неизвестных, которые определяются при идентификации (идеально – с одной неизвестной). В

этом случае для успешного выполнения идентификации модели требуется небольшое количество точек, зарегистрированных на любом режиме, при любых внешних условиях.

Другим не менее важным фактором достоверности идентификации моделей является достоверность исходных данных. Регистрируемые параметры агрегата должны подвергаться проверке на исправность измерительной системы и определению установившегося режима. В качестве источника исходных данных для идентификации может использоваться система диагностирования агрегата, в которой такие проверки, как правило, выполняются.

4. Пути применения. Интеграция с САУ

Предложенный метод оптимального распределения нагрузки требует относительно большого объема вычислений и использует большие объемы обрабатываемой информации, что не позволяет на данном этапе говорить о возможности непосредственного включения его в системы автоматического управления. Однако возможности современных компьютеров позволяют решать задачу оптимизации в течение нескольких секунд, что вполне достаточно, так как оптимизация требуется на продолжительных установившихся режимах.

Таким образом, система распределения нагрузки является дополнением к САУ наземной многодвигательной силовой установки и выполняет решение задачи по запросу при изменении требуемой производительности или внешних условий, после чего переход к оптимальной конфигурации осуществляется под управлением САУ.

После выполнения начальной настройки система функционирует в автоматическом режиме и не требует вмешательства персонала. Гибкость системы и возможность накладывать ограничения позволяет адаптировать метод для решения различных задач, обеспечивать совместимость с САУ и программным

обеспечением, а также выполнение других требований.

В свою очередь САУ должна поддерживать совместимость с оптимальным распределением нагрузки. Прежде всего, необходимы интерфейсы или программное обеспечение для выполнения необходимого обмена данными. Кроме того, САУ должна быть способна отрабатывать переход к заданной конфигурации и поддерживать ее. Однако, даже если САУ не позволяет индивидуально задавать режим работы каждого агрегата, предложенный метод все же может применяться для выбора оптимального множества работающих агрегатов.

В случае авиационного применения, при невозможности использования системы на борту самолета, она может использоваться на земле для выработки рекомендаций по выполнению стандартных режимов работы многодвигательной силовой установки при различных высотных и климатических условиях полета.

Заключение

Метод оптимального распределения нагрузки позволяет максимально эффективно использовать многодвигательную установку – обеспечивать необходимую производительность с минимальным возможным расходом топлива (потреблением энергии), уменьшая потери от использования изношенных (загрязненных) агрегатов и снижения КПД агрегата при работе на неоптимальном (низком или высоком) режиме при использовании обычной стратегии управления. Таким образом, экономия от применения метода зависит от уровня отличия КПД отдельных агрегатов и уровня изменения КПД агрегата в зависимости от режима.

Поступила в редакцию 15.06.2004

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

УДК 681.586

А.Г. БУРЯЧЕНКО¹, Н.П. ВОЛОШИНА¹, Г.С. РАНЧЕНКО¹, Ж. ДЕКЛАМА²¹ОАО «Элемент», Одесса, Украина²Фирма Kulite, Леония, США

КРИТЕРИИ И РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ ДАТЧИКОВ ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Проведен анализ причин отсутствия в каталогах датчиков давления производства зарубежных фирм документально подтвержденных сведений о надежности. Предложена методика расчета и оценки показателей надежности датчиков давления в соответствии с условиями эксплуатации в составе авиадвигателей. Даны примеры расчета, приведены результаты экспериментальной проверки.

датчик давления, надежность, пульсации давления, ресурс, наработка

Введение

В системах современного самолета для контроля параметров состояния и режима работы эксплуатируется от 52 до 88 датчиков давления [1], причем около 10% из них – в составе двигателя. Условия эксплуатации двигательных датчиков являются жесткими – воздействие повышенного уровня вибрации, ударов, линейного ускорения, широкий диапазон и резкие перепады температур. Наличие таких воздействий обуславливают повышенные требования к надежности, а если учесть, что каждый датчик, входя в комплектацию двигателя, становится элементом многокомпонентной системы с наперед заданными высокими надежностными показателями, то можно ожидать, что требования будут ужесточаться. Требования по безотказности – это отражение требований к безопасности полета. Поэтому обеспечение и документальное подтверждение изготовителем заданных значений показателей надежности – важное условие выбора датчиков для комплектации авиационного двигателя.

1. Формулирование проблемы

Предварительный выбор датчиков осуществляется на основе анализа данных изготовителя, т.е. характеристик, приводимых в каталогах. Исследования рынка датчиков давления производства отече-

ственных и зарубежных фирм позволяет утверждать, что значения показателей надежности не только редко приводятся в каталогах, содержащих подробные сведения о множестве других характеристик (включая вспомогательные данные о принципе действия и технологии производства), но даже далеко не всегда сообщаются при специальном запросе – прежде всего это относится к зарубежным фирмам. Не является исключением и фирма Kulite (США), изготовитель качественных (в чем мы убедились на практике) датчиков давления, в том числе специально предназначенных для авиастроения (имеющих соответствующие сертификаты). Мотивация фирмы следующая: для авиационных датчиков заранее заданы только общие технические данные, которые покупатель конкретизирует и дополняет при заказе, и расчет надежностных показателей должен выполняться для строго оговоренной спецификации данного заказа. Приведенная ниже методика и результаты расчета подтверждают справедливость этого утверждения – определяющую роль при оценке соответствия ресурса датчика заданному ресурсу двигателя играет знание режимов работы, в частности частот пульсаций контролируемых давлений.

Проведенные исследования – теоретические и экспериментальные – имели своей целью анализ соответствия показателей надежности датчиков давления типа АРТ, изготавливаемых фирмой Kulite по

заказам ОАО «Элемент», ГП ЗМКБ «Прогресс» и ОАО «Мотор-Сич», требованиям, предъявляемым при эксплуатации в составе изделий заказчиков. Типичная конструкция чувствительного элемента датчиков типа АРТ представлена на рис. 1.



Рис. 1. Чувствительный элемент датчика давления и деталь корпуса, в которую он монтируется

2. Решение проблемы

Прогнозирование надежности электрической схемы – интегральных тензорезисторов, сварных и паяных контактов – выполнено согласно руководящему документу изготовителя [2] методом суммирования интенсивностей отказов элементов, который в отечественной нормативной документации [3] получил название «лямбда-метода». Известно, что в результате такого прогнозирования получают оценку наиболее неблагоприятного варианта, следовательно значение наработки на отказ обычно занижено. В результате расчета было получено значение около 10,5 млн. часов. При таких показателях надежности электрической части можно сделать вывод, что определяющим фактором становится механическая прочность конструкции, поэтому согласно [4] оценка показателей надежности должна проводиться «на основе прочностных характеристик материала деталей и условий их нагружения». Анализ конструкции нагружаемого элемента показал, что механическая прочность определяется прочностью

сварного шва, соединяющего защитную стальную мембрану с основанием, поскольку миниатюрный чувствительный элемент изготовлен из монокристаллического кремния и при его проектировании предусмотрена работоспособность в условиях многократной перегрузки. Соединение круглой защитной мембраны с основанием выполнено по кольцевому периметру с внутренним и внешним диаметрами D_{in} и D_{ex} , поэтому Механические напряжения, возникающие при воздействии на мембрану измеряемого давления P , вычисляются по формуле

$$\sigma = P \cdot D_{in}^2 / (D_{in}^2 - D_{ex}^2).$$

С учетом заданных условий эксплуатации рассматривались следующие режимы нагружения:

- режим 1 – циклическое нагружение (пульсации давления) с размахом 12 ... 20% при статическом давлении 0,5 от $P_{ном}$ – такой режим можно считать характерным для 10% времени работы датчика в составе двигателя;
- режим 2 – циклическое нагружение с размахом 12% при статическом давлении $P_{ном}$ – характерен для 90% времени работы;
- режим 3 – циклическое нагружение от нуля до $P_{ном}$ – число циклов за время эксплуатации равно числу взлетов и посадок.

Выполнено моделирование процесса развития возникшей в шве трещины, уменьшающей площадь соединения. По результатам моделирования оценено число циклов нагружения $N_{пред}$, приводящее к разрушению соединения. Результаты оценки для двух моделей датчиков типа АРТ – $P_{ном} = 25 \text{ bar}$ и $P_{ном} = 135 \text{ bar}$ – приведены в табл. 1. Дополнительно в таблице приведено минимальное время наработки до $0,5 \cdot N_{пред}$. Время оценено, исходя из заданной для условий эксплуатации частоты пульсаций f в режимах 1 и 2, по формуле:

$$\tau = 0,5 \cdot N_{пред} / f.$$

Полученные результаты проще всего оценить, сравнив число циклов до разрушения $N_{пред}$ при ра-

боте в заданном режиме с реализуемым на практике до истощения ресурса двигателя числом циклов такого режима $N_{\text{ресурс}}$. Приняв средний ресурс за 32 000 ч и учитывая приведенные выше данные о доле каждого режима в общем времени работы двигателя и о частоте пульсаций при работе в режимах

1 и 2, получаем результаты, показанные в табл. 2. Результаты сравнения наглядно демонстрируют, что $N_{\text{ресурс}} \ll N_{\text{пред}}$, иными словами, каждый датчик без замены в процессе эксплуатации обеспечит работу двигателя в течение всего ресурса.

Таблица 1

Результаты моделирования процесса развития возникшей в шве трещины

№ реж.	Предельные давления цикла, Р, bar	Механические напряжения в сварном шве, σ , bar	Число циклов до разрушения, $N_{\text{пред}}$	Наработка до $0,5 \cdot N_{\text{пред}}$ на заданной частоте, τ , ч
Датчик АРТ-327, $P_{\text{ном}} = 25 \text{ bar}$				
1	11 – 12,5 – 11	40,7 – 46 – 40,7	$1,38 \cdot 10^{13}$	3833333 на $f = 500 \text{ Гц}$
2	22 – 25 – 22	81,4 – 92 – 81,4	$1,09 \cdot 10^{12}$	302778 на $f = 500 \text{ Гц}$
3	0 – 25 – 0	0 – 92 – 0	$3,7 \cdot 10^8$	–
Датчик АРТ-337, $P_{\text{ном}} = 135 \text{ bar}$				
1	66 – 67 – 66	186 – 190 – 186	$2,44 \cdot 10^{14}$	96 82540 на $f = 3 \text{ 500 Гц}$
3	0 – 135 – 0	370 – 372 – 370	$6,64 \cdot 10^6$	–

Таблица 2

Результаты моделирования при среднем ресурсе 32 000 часов

№ реж.	Предельные давления цикла, Р, bar	Число циклов до разрушения, $N_{\text{пред}}$	Число циклов до выработки ресурса самолета, $N_{\text{ресурс}}$
Датчик АРТ-327, $P_{\text{ном}} = 25 \text{ bar}$			
1	11 – 12,5 – 11	$1,38 \cdot 10^{13}$	$5,6 \cdot 10^9$
2	22 – 25 – 22	$1,09 \cdot 10^{12}$	$5,2 \cdot 10^{10}$
3	0 – 25 – 0	$3,7 \cdot 10^8$	10 000
Датчик АРТ-337, $P_{\text{ном}} = 135 \text{ bar}$			
1	66 – 67 – 66	$2,44 \cdot 10^{14}$	$4 \cdot 10^{10}$
3	0 – 135 – 0	$6,64 \cdot 10^6$	10 000

Кроме того, очевидно, что отсутствие в каталогах на датчики давления зарубежных фирм показателей надежности в виде привычного нам «количества часов» обусловлено объективными обстоятельствами и знанием конкретных условий эксплуатации, и, в частности, режимов изменения измеряемого давления, действительно необходимо при оценке соответствия датчиков требованиям по надежности.

Теоретические расчеты подтверждены экспериментом. Перед закупкой датчиков (в 1998 г.) были проведены испытания предоставленного фирмой образца. Испытания проводились в ОАО "Элемент" и во ФГУП «НИИ физических измерений». Про-

грамма испытаний включала воздействия, перечисленные в табл. 3, в том числе $1,7 \cdot 10^7$ периодов пульсаций давления частотой 6,3 кГц, которая соответствует частоте пульсаций топливного насоса, и 33 000 циклов нагружения от минимального до максимального давления. Датчик успешно прошел испытания, причем контроль параметров подтвердил заявленные фирмой высокие показатели долговременной стабильности. Высокие метрологические и эксплуатационные характеристики датчиков типа АРТ фирмы Kulite отмечены главным конструктором ФГУП «НИИ физических измерений» в [1].

Таблица 3

Результаты испытаний

Наименование воздействующего фактора	Основные количественные характеристики
1. Повышенная температура окружающей среды	до 125 °С
2. Пониженная температура окружающей среды	до –55 °С
3. Повышенная влажность	до 90% при 50 °С
4. Роса и внутреннее обледенение	от +30 до –20 °С
5. Резкое изменение температуры (термоциклы)	от +125 до –60 °С
6. Синусоидальная вибрация	от 5 до 2 000 Гц ; до 30 g
7. Механические удары одиночного и многократного действия	до 15 g
8. Циклическое изменение давления на входе датчика	– от минимального до максимального измеряемого – 30 000 циклов, – от минимального до допустимого перегрузочного – 3 000 циклов, – пульсации с частотой 6,3 кГц и амплитудой 12... 20% при $P_{ном} - 1, 7 \cdot 10^7$ периодов

В настоящее время все купленные для комплектации изделий ОАО "Элемент" и часть купленных ЗМКБ «Прогресс» датчиков Kulite проходят входной контроль по расширенной программе, включающей проверку долговременной стабильности в условиях воздействия ряда дестабилизирующих факторов. Датчики в составе разработанной ОАО "Элемент" системы измерения давления СИД-3 успешно прошли межведомственные испытания.

Заключение

1. Проведенные исследования подтвердили рациональность методического подхода фирмы Kulite к вопросу оценки надежности датчиков давления, предназначенных для авиастроения. Определяющим критерием является оценка наработки на отказ в условиях пульсаций измеряемого давления, следовательно время наработки зависит от частоты и амплитуды пульсаций, которые должен задать заказчик.

2. Исследования подтвердили соответствие показателей надежности датчиков давления фирмы Kulite требованиям, предъявляемым отечественными разработчиками и изготовителями авиационных двигателей.

3. Перспективы дальнейших исследований заключаются в детальном изучении параметрической надежности – долговременной стабильности параметров датчиков, о которой здесь кратко упомянуто при изложении результатов экспериментальных исследований и в разработке методов прогнозирования долговременной стабильности по результатам ускоренных проверок параметров.

Литература

1. Мокров Е. Датчики и преобразующая аппаратура НИИ физических измерений для авиационно-космической техники и других отраслей народного хозяйства // Электронные компоненты. – 2003. – № 2.
2. MIL-HDBK 217F. Military handbook. Reliability prediction of electronic equipment
3. ДСТУ 2861-94 Надежность техники. Анализ надежности. Основные положения.
4. ДСТУ 2862-94 Надежность техники. Методы расчета показателей надежности. Общие требования.

Поступила в редакцию 12.05.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Л. Костенко, Национальный политехнический университет, Одесса.

УДК 621.165

**К.Н. БОРИШАНСКИЙ, Б.Е. ГРИГОРЬЕВ, С.Ю. ГРИГОРЬЕВ, А.В. ГРУЗДЕВ,
А.В. НАУМОВ**

Филиал ОАО «Силловые машины» «ЛМЗ» в Санкт-Петербурге, Россия

ЭФФЕКТИВНЫЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН

Приведены экспериментальные данные, показывающие, что разработанный на ЛМЗ модернизированный вариант дискретно-фазового метода может быть эффективно использован для контроля вибрационного состояния рабочих лопаток турбин в эксплуатационных условиях.

турбина, рабочая лопатка, датчик, дискретно-фазовый метод, резонансные колебания, автоколебания, вибрационное состояние

Уровень динамических напряжений в рабочих лопатках турбомашин не поддается расчетной оценке, в связи с чем для обеспечения надежной работы облопачивания необходимо применение экспериментальных методов. Для осуществления непрерывного контроля вибрационного состояния лопаток в эксплуатационных условиях наилучшим представляется использование так называемого дискретно-фазового метода (ДФМ), при котором о колебаниях судят по показаниям неподвижных датчиков, расположенных против торцов вращающихся лопаток [1]. Это объясняется тем, что организация подобного контроля с помощью тензометрии оказывается практически невозможной не только из-за трудностей с передачей сигналов с вращающихся деталей, но и, главным образом, из-за малого срока службы тензорезисторов. При использовании ДФМ определяются не непосредственно интересующие величины – деформации (напряжения в лопатках), а, в зависимости от способа подключения датчиков, амплитуды колебаний лопаток, их взаимные смещения или скорости колебаний, что требует дополнительного анализа результатов измерений.

Для контроля вибрационного состояния бандажированных лопаток, получающих все более широкое распространение в паровых турбинах из-за их более высокой экономичности и надежности, на ЛМЗ разработан модернизированный вариант ДФМ,

закрывающийся в установке в пределах бандажных полок части лопаток магнитов $\varnothing 4$ мм в немагнитных корпусах и в изменении конструкции индукционных датчиков, расположенных над торцами вращающихся лопаток [2, 3]. Поперечные сечения сердечников датчиков выполняются в виде вытянутых прямоугольников, расположенных под определенными углами к оси турбины, причем для определения ряда важных параметров колебательного процесса (например, частоты и собственной формы) по окружности устанавливается несколько пар датчиков. Поперечные сечения сердечников, составляющих одну “обычную” пару, располагаются под углами $\pm \beta$ к оси турбины, а расстояния между датчиками, составляющими подобные пары, выбираются значительно меньшими расстояний между другими парами (рис. 1).



Рис. 1. Схема расположения датчиков для регистрации колебаний бандажированных лопаток; 1 – бандажная полка лопатки; 2 – магнит в немагнитном корпусе; № 1 – 6 – номера датчиков; I – III – номера пар датчиков

При прохождении магнита мимо сердечника датчика в нем изменяется магнитный поток и вырабатывается сигнал, изменяющий знак в момент дос-

тижения максимума магнитным потоком. Разница моментов времени перехода через нуль сигналов, например, датчиков № 1 и 2, составляющих первую пару, определит расстояние между сердечниками датчиков в плоскости вращения магнита (базу пары датчиков S), причем для связи линейных и временных величин необходимо дополнительно использовать показания оборотного датчика. При смещении лопатки (магнита) в осевом направлении на величину Δx изменится расстояние между сердечниками датчиков в плоскости вращения магнита и показания датчиков станут равными $S + \Delta S$. Связь между величинами Δx и ΔS определяется углами установки сердечников датчиков β и, кроме того, в определенной мере зависит от величины радиального зазора и осевого смещения магнита относительно центров датчиков.

Для бандажированных лопаток последних ступеней мощных паровых турбин наибольшую опасность, как правило, представляют сравнительно низкочастотные дисковые формы (с различными числами узловых диаметров, но без узловых окружностей), реализующиеся в виде резонансных, срывных или автоколебаний.

При этих колебаниях периферийное сечение бандажированной лопатки перемещается практически строго в аксиальном направлении, если не происходит проскальзывания по контактным поверхностям полок [4]. При регистрации резонансных дисковых колебаний, возникающих в связи с проведением вибрационной отстройки, только при пусках и остановках турбины, с помощью модернизированного варианта ДФМ удастся определить не только резонансные обороты и амплитуду колебаний, но также их кратность (число колебаний за оборот) и наличие проскальзывания по контактным поверхностям полок. Действительно, если воспользоваться показаниями нескольких пар датчиков с “малыми” базами (например, I – III на рис. 1), то они зависят только от осевого смещения лопатки и при прохож-

дении резонанса максимальное различие показаний, пропорциональное амплитуде колебаний, для всех пар датчиков будет одинаковым [1]. Форма же резонансной кривой, т.е. зависимость изменения показаний от оборотов, для разных пар датчиков будет существенно различной, т.к. определяется фазой колебаний лопатки в момент прохождения мимо конкретной пары датчиков при резонансе. Изменение фазы колебаний для двух конкретных пар датчиков ($\Delta\alpha$) пропорционально угловому расстоянию между ними ($\Delta\phi$) и кратности колебаний (k), т.е. имеет место соотношение:

$$\Delta\alpha = \Delta\phi k. \quad (1)$$

Сравнивая формы резонансных кривых при известном угловом расстоянии между двумя парами датчиков, можно определить кратность колебаний. В качестве примера на рис. 2 показан вид резонансных кривых, определенных для одной и той же лопатки с помощью двух пар датчиков, расположенных на угловом расстоянии 60° друг от друга.

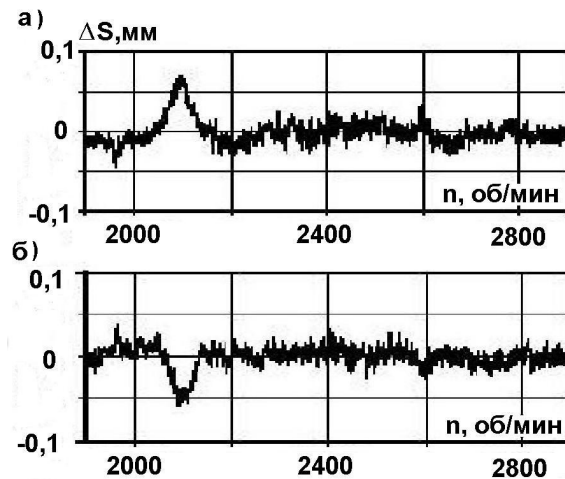


Рис. 2. Зависимость вида резонансных кривых от места расположения пары датчиков по окружности колеса (а, б – изменение показаний соответственно I и II пар датчиков)

Формы резонансных кривых, изображенные на рис. 2, а, б, соответствуют изменению фазы колебаний на 180° [1], из чего, в соответствии с формулой (1), можно заключить, что имели место резонансные колебания с III кратностью.

При использовании многоканальной аппаратуры ДФМ, разработанной НПП “Мера”, в процессе обработки результатов испытаний можно составить “дополнительные” пары датчиков, комбинируя между собой любые датчики. Если регистрировать колебания лопаток с помощью пар датчиков с “большими” базами S (например, составляя пары из датчиков 1 – 3; 1 – 4; 1 – 5 и т.д. – рис. 1), то изменение показаний будет определяться не только осевым смещением, но также осевой и тангенциальной (если она не равна нулю) скоростями колебаний периферийного сечения.

Например, можно показать, что для пар с одинаковыми углами установки сердечников датчиков (пары, состоящие из датчиков 1 – 3; 2 – 4; 1 – 5 и т.д. на рис. 1) максимальное изменение показаний при прохождении резонанса ($\Delta S_{\max}$) определяется формулой

$$\Delta S_{\max} = \left(2y_0 \pm \frac{1}{k_n} x_0 \right) \sin \frac{kS}{2k}, \quad (2)$$

где x_0 , y_0 – соответственно аксиальная и тангенциальная составляющая прогиба периферийного сечения лопатки при резонансе;

k_n – поправочный коэффициент, зависящий от угла установки сердечников датчиков β , радиально-го зазора и осевого смещения;

R – радиус периферийного сечения лопатки, а знак Π слагаемого в формуле определяется знаком угла β . Например, если $y_0 \approx 0$ (проскальзывание по контактным поверхностям отсутствует), то изменения показаний пар датчиков 1 – 3 (1 – 5) и 2 – 4 (2 – 6) при прохождении резонанса будут равны по абсолютной величине, но противоположны по знаку. Если, наоборот, имеет место проскальзывание по контактным поверхностям полков ($y_0 \neq 0$), то показания этих пар датчиков при прохождении резонанса будут существенно различаться. Для иллюстрации этих соотношений на рис. 3 приведены показания пар датчиков 1 – 5 и 2 – 6 при переходе через резонанс двух различных бандажированных лопаток (№ 5 и 13) последней ступени мощной паровой турбины.

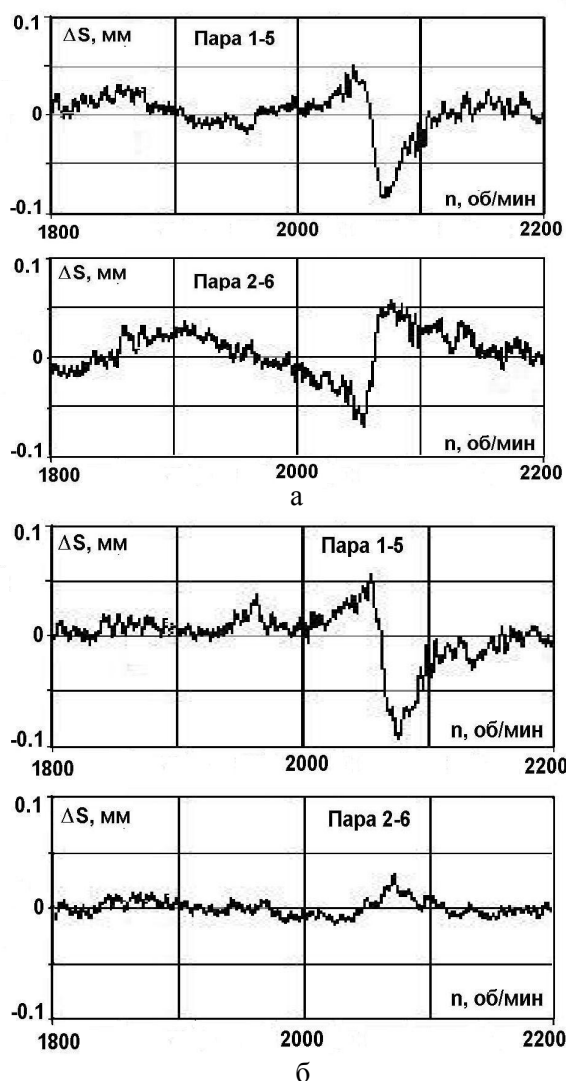


Рис. 3. Различия в показаниях датчиков при отсутствии (а, лопатка № 5) и наличии (б, лопатка № 13) проскальзывания по контактным поверхностям бандажных полков при прохождении резонанса

Как следует из представленных данных, для лопатки № 5 проскальзывание по контактным поверхностям при переходе через резонанс отсутствует, а для лопатки № 13 – имеет место.

Еще более ценная информация может быть получена при регистрации с помощью модернизированного варианта ДФМ автоколебаний, представляющих значительную опасность для наиболее гибких лопаток последних ступеней мощных турбин. Так как частота автоколебаний не кратна частоте вращения ротора и лопатка подходит к точке измерений с разными фазами, то амплитуда колебаний будет определена практически точно уже при реги-

страции в течение сравнительно короткого промежутка времени (для лопаток быстроходных паровых турбин – в течение 1 – 2 секунд). С другой стороны, частоту автоколебаний f оказывается невозможным определить на основании измерений с помощью одной пары датчиков ДФМ, поскольку выполняется неравенство $f > n$, где n – число оборотов ротора в секунду, т.е. процесс регистрируется реже, чем его период колебаний. Между истинной частотой колебаний f и частотой, “измеренной” с помощью одной пары датчиков ДФМ ($f_{изм}$), существует следующее соотношение [5]:

$$f = nr \pm f_{изм}; \quad f_{изм} \leq n/2, \quad (3)$$

где r – целое.

Различие между истинным и “зарегистрированным” процессами иллюстрируется на рис. 4, где приведено сравнение синусоидального процесса с частотой 122 Гц и результатов его “измерений” при частоте опроса 50 Гц (случай, реально имевший место при испытаниях на электростанции).

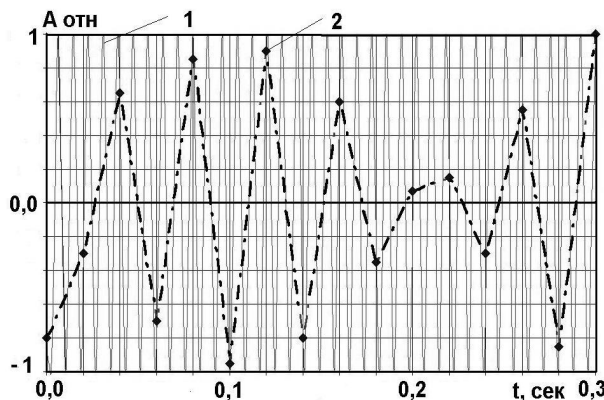


Рис. 4. Сравнение синусоидального сигнала (1) и результатов его “измерений” (2) с помощью одной пары датчиков ДФМ при малой частоте опроса

Естественно, что для оценки вибронапряженного состояния лопаток, необходимо, кроме амплитуды, знать и частоту автоколебаний. Она может быть надежно определена, если сравнить показания двух пар датчиков, расположенных на угловом расстоянии $\Delta\phi$ друг от друга. Для вычисления частоты f может быть использована приближенная формула,

точность которой возрастает по мере увеличения длительности интервала измерений.

$$\cos \frac{\Delta\phi f}{n} \approx \frac{\sum_{k=1}^N \Delta S_{1k} \Delta S_{2k}}{\sqrt{\sum_{k=1}^N \Delta S_{1k}^2 \sum_{k=1}^N \Delta S_{2k}^2}}, \quad (4)$$

где ΔS_{1k} , ΔS_{2k} – отклонения от среднего значения показаний, полученных для конкретной лопатки при k -м замере, выполненном соответственно с помощью I и II пар датчиков;

N – общее число замеров.

В качестве примера на рис. 5 приведены результаты измерений процесса автоколебаний, выполненных для лопатки последней ступени мощной паровой турбины с помощью двух пар датчиков, расположенных друг от друга на угловом расстоянии, равном 15° .

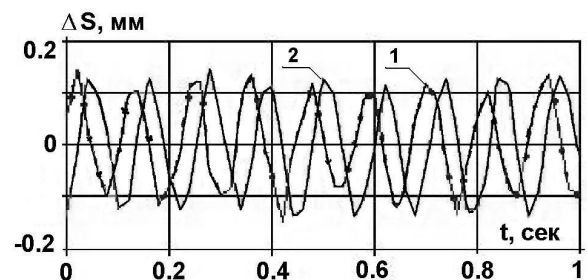


Рис. 5. Регистрация процесса автоколебаний лопатки с помощью двух пар датчиков ДФМ: 1 – показания первой пары; 2 – показания второй пары

Как следует из представленных на рис. 5 данных, $f_{изм} \approx 9$ Гц, в то время как вычисления по формуле (4) за интервал, равный двум секундам, дают значение $f = 142$ Гц, что приблизительно удовлетворяет связи между f и $f_{изм}$ по формуле (3) при $r = 3$. В связи с неоднозначностью функции $\cos$, угол $\Delta\phi$ между парами датчиков следует выбирать при подготовке испытаний тем меньше, чем больше ожидаемое отношение f/n .

После вычисления частоты автоколебаний может быть найдена и собственная форма, т.е. определено число узловых диаметров. Для этого необходимо вычислить сдвиг по фазе между всеми парами со-

седних оснащенных магнитами лопаток при измерениях с помощью одной пары датчиков. Результаты измерений для лопаток двух различных ступеней показали, что автоколебания реализуются в виде форм с достаточно большим числом узловых диаметров и имеют характер “бегущей по диску” волны, направление распространения которой противоположно направлению вращения ротора турбины. Понятно, что знание частоты и собственной формы колебаний позволяет установить надежную связь между амплитудой периферийного сечения и уровнем динамических напряжений в лопатках и, т.о., получить представительные данные о вибрационном состоянии исследуемой ступени.

Представленные выше результаты свидетельствуют о том, что использование модернизированного варианта ДФМ позволяет получить большой объем данных о вибрационном состоянии лопаток. На основании модернизированного варианта ДФМ могут быть разработаны системы контроля вибрационного состояния лопаток в процессе эксплуатации. При практическом использовании подобных систем целесообразно иметь две модификации, различающиеся глубиной анализа экспериментальных данных. Первая – эксплуатационная – должна только предупреждать обслуживающий персонал о повышенном или опасном уровне динамических напряжений в лопатках и о характере зарегистрированных колебаний (резонансных, срывных или автоколебаний), что будет являться основанием для изменения режима работы турбины; для небандажированных лопаток дополнительно может выдаваться сигнал об опасном смещении периферийного сечения одной из лопаток по отношению к соседним, например, вследствие развития усталостной трещины. Работа со вторым – исследовательским вариантом системы контроля – должна осуществляться специалистами завода-изготовителя при проведении пуско-наладочных работ на данной турбине. В процессе этих работ должны

быть выявлены особенности вибрационного состояния исследуемой ступени; получены данные о качестве сборки лопаток (при выпуске с завода или при перелопачивании на станции); с учетом фактического состояния и условий работы лопаток назначены уставки, указывающие на повышенный или опасный уровень напряжений; на основании полученных данных уточнена, в случае необходимости, инструкция по эксплуатации и т.д.

Литература

1. Заблочкий И.Е., Коростелёв Ю.А., Шипов Р.А. Бесконтактные измерения колебаний лопаток турбомашин. – М.: Машиностроение, 1977. – 160 с.
2. Патент РФ № 2063519, БИ, № 19, 1996. Устройство для замера амплитуд колебаний рабочих лопаток турбомашин дискретно-фазовым методом / К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев, А.Ю. Кондаков, А.В. Наумов, Ю.П. Тихомиров.
3. Патент РФ №2143103, БИ, № 35, 1999. Устройство для замера амплитуд колебаний бандажированных лопаток турбин дискретно-фазовым методом / К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев, А.В. Груздев, Н.Н. Гудков, А.Ю. Кондаков, А.В. Наумов.
4. Левин А.В., Боришанский К.Н., Консон Е.Д. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. – Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с.
5. Боришанский К.Н., Григорьев Б.Е., Григорьев С.Ю., Груздев А.В., Наумов А.В. Результаты вибрационных испытаний лопаток последних ступеней мощных паровых турбин в эксплуатационных условиях // Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций: Сб. научных трудов ВТИ. – М.: ВТИ. – 2003. – С. 9 – 15.

Поступила в редакцию 12.05.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.М. Вохмянин, Санкт-Петербургский институт машиностроения (ПИМаш), Санкт-Петербург.

УДК 629.7.035.6

В.Ю. АРЬКОВ¹, Г.Г. КУЛИКОВ¹, С.В. ЕПИФАНОВ², И.И. МИНАЕВ³¹ *Уфимский Государственный авиационный технический университет, Россия*² *Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*³ *Уфимское научно-производственное предприятие «Молния», Россия*

ПОЛУНАТУРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОТКАЗОВ ГТД ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

В данной статье динамические модели в форме марковских цепей используются в процессе контроля состояния и диагностики отказов ГТД и их САУ. Контроль состояния на борту самолета в режиме реального времени производится параллельно с работой САУ, поэтому необходимо учитывать возможное взаимное влияние процессов и контроля и управления. Для проведения экспериментальных исследований разработанных методов контроля состояния в полунатурный испытательный стенд вводится моделирование отказов в дополнение к моделированию нормальной работы ГТД и САУ. Для построения имитационной модели используется техника визуального имитационного моделирования.

контроль состояния, газотурбинные двигатели, динамические модели

Введение

Современные методы построения систем контроля состояния авиационных силовых установок на базе газотурбинных двигателей (ГТД) основаны на двух подходах (машиностроение и автоматическое управление) или точках зрения двух групп специалистов: "двигателистов" и "управленцев". Подход специалистов по конструкции авиационных двигателей основан на использовании нелинейных ползуловых моделей, позволяющих проводить модельное исследование процессов возникновения и развития отказов. Подход, связанный с системой автоматического управления, ориентирован на применение методов идентификации систем управления. Изменения динамических моделей затем связываются с возможными отказами двигателя и его систем автоматического управления (САУ).

Контроль состояния авиационных силовых установок часто реализуют в два этапа. Вначале, в реальном масштабе времени выполняются устойчивые процедуры контроля для выявления важных отказов в полете. Более сложные методы контроля и диагностики используются после посадки, "в темпе эксперимента". Одновременная работа системы управления и системы диагностики может приводить к "коллизиям", поэтому взаимодействие процессов управления и контроля должно учитываться

при проектировании и доводке САУ и систем контроля двигателя (СКД). Соответственно, математические модели ГТД как объекта управления усложняются для учета отказов.

Полунатурный стенд (ПНС) разработан на основе промышленного компьютера и стандартных преобразователей, что позволяет быстро реализовать разработанные методы диагностики.

1. Контроль состояния на основе моделей

Контроль состояния ГТД требует использования различных методов выявления изменений в характеристиках двигателя. Эти изменения затем классифицируются как отказы узлов силовой установки. Некоторые отказы позволяют продолжить полет без выключения двигателя. В случае "критических" отказов может потребоваться выключение двигателя. Выключение одного двигателя не является существенным для многодвигательной силовой установки. Выявление изменений в характеристиках двигателя может производиться с использованием математических моделей. При этом для контроля состояния могут использоваться модели, разработанные при создании и отработке САУ.

Математические модели ГТД следует рассматривать в контексте их применения на протя-

жении жизненного цикла (ЖЦ) ГТД, включающего проектирование, доводку, производство и эксплуатацию:

- проектирование САУ – анализ характеристик газотурбинных двигателей и формирование законов регулирования;
- доводка и производство – используются ПНС со среднестатистическими моделями и элементами стохастического моделирования;
- эксплуатация – методы идентификации используются для контроля состояния и адаптивного управления.

"Индивидуальные" модели двигателя используются для адаптивного управления и контроля состояния [1]. Такие индивидуальные модели получают методами идентификации по результатам экспериментов в замкнутом контуре и с размыканием контура управления.

Опыты с размыканием контура регулирования не всегда допустимы по соображениям безопасности. Более того, адаптивные системы по определению связаны с работой замкнутого контура. Идентификация в замкнутом контуре возможна при выполнении ряда условий, называемых условиями идентифицируемости [2].

Чтобы обнаружить и классифицировать отказ, текущее состояние описывается набором параметров [3]. Обычно рассматривают два вида отказов: внезапные (мгновенное разрушение узлов) и постепенные (плавный тренд, связанный с медленным старением и износом).

Обычно внезапные отказы распознаются встроенной системой контроля (ВСК) в реальном времени, а постепенные отказы выявляются после полета. В обоих случаях собранные данные анализируют с использованием методов многомерной классификации, например, дискриминантного анализа и методов снижения размерности. Решение проблемы контроля состояния представляет собой отображение пространства параметров на пространство состояний, причем текущее состояние определяется с помощью методов распознавания образов [4].

2. Моделирование отказов

Моделирование отказов в данной работе основано на использовании термодинамических моделей двигателя [5]. Отказы конкретных узлов двигателя проявляются как деградация характеристик отказавшего узла. Рассматривая малые отклонения, можно связать относительные изменения характеристик $\delta\theta$ с относительными изменениями в наблюдаемых параметрах δY с помощью линейной системы

$$\delta Y = H \cdot \delta\theta, \quad (1)$$

где Y – вектор наблюдений;

H – матрица коэффициентов влияния;

θ – вектор термодинамических параметров.

В частности, разрушение лопатки турбины приводит к снижению КПД турбины, а также к снижению частоты вращения ротора n и повышению температуры за турбиной T_t^* при постоянном расходе топлива W_f . Матрица H преобразует изменения характеристик турбины, например, $\delta\eta_t$, в изменения в наблюдениях, например, в изменение температуры δT_t^* и частоты вращения δn .

Моделирование отказов начинается с создания матрицы коэффициентов влияния H . Значение коэффициента влияния h_{ij} связывает изменение термодинамического параметра θ_j с изменением наблюдаемого параметра y_i . Коэффициенты вычисляют по нелинейной поэлементной термодинамической модели газотурбинного двигателя. Такие модели строятся на основе физических законов и отражают, прежде всего, статические характеристики двигателя.

Далее, наиболее частые отказы связывают с относительными изменениями характеристик узлов $\delta\theta$. Отметим, что некоторые элементы вектора $\delta\theta$ в каждом конкретном случае могут быть нулевыми, поскольку отказ узла ведет к деградации характеристик отказавшего узла.

Для каждого рассматриваемого отказа вычисляются относительные изменения наблюдаемых параметров по уравнению (1) и добавляются к текущим статическим значениям.

Поэлементная нелинейная статическая модель двигателя описывается следующей системой:

$$\begin{cases} f_x(X, U, V) = 0; \\ Y = f_y(X, U, V), \end{cases} \quad (2)$$

где X – вектор состояний;

U – вектор управлений;

V – вектор атмосферных условий и Y – вектор наблюдений. Относительное изменение $\delta\theta_i$ в термодинамическом параметре x_i приводит к изменению наблюдения y_j . Коэффициент влияния h_{ij} вычисляется следующим образом:

$$h_{ij} = \frac{\delta y_i}{\delta x_j} = \frac{\Delta y_i / y_i}{\Delta x_j / x_j}. \quad (3)$$

Полученные коэффициенты влияния затем используются для моделирования отказов по упрощенной модели при нормальной работе силовой установки.

Моделирование в реальном времени производится с помощью быстросчетной кусочно-линейной динамической модели (БКЛДМ), представляющей собой компромисс между нелинейностью двигателя и линейными динамическими моделями (ЛДМ) [6].

Исходные данные для построения БКЛДМ – нелинейная статическая линия, набор коэффициентов ЛДМ [7]. Параметры статической линии между узловыми точками находят с помощью интерполяции. Коэффициенты ЛДМ определяются аналогично. Матрицы A , B , C , D коэффициентов ЛДМ и координаты статической линии X_{st} , U_{st} , Y_{st} связаны с помощью параметра режима η :

$$\begin{aligned} \dot{X}(t) &= A(\eta)(X(t) - X_{st}(t)) + B(\eta)(U(t) - U_{st}(t)), \\ Y(t) &= C(\eta)(X(t) - X_{st}(t)) + D(\eta)(U(t) - U_{st}(t)) + Y_{st}, \\ \eta &= \sum_{i=1}^n z_i x_i(t). \end{aligned} \quad (4)$$

Наблюдаемые сигналы БКЛДМ подвергаются коррекции на δY при моделировании конкретного

отказа. Это изменение касается статической составляющей второго уравнения:

$$Y(t) = C(\eta)\Delta X(t) + D(\eta)\Delta U(t) + Y_{st}(1 + \delta Y). \quad (5)$$

3. Взаимодействие систем управления и контроля

Отметим, что статические и динамические модели дают информацию для контроля состояния. Однако, статическая модель более стабильна при идентификации.

Работа замкнутого контура регулирования вносит дополнительные сложности в контроль состояния. При развитии отказа в разомкнутом контуре при постоянных управляющих факторах наблюдаются внезапные или постепенные изменения в выходных параметрах, например, в частоте вращения ротора n или температуре за турбиной T . При работе замкнутого контура регулирования последствия отказа компенсируются регулятором. Поэтому следует учитывать работу замкнутого контура при контроле состояния.

Хотя отказы двигателя моделируются с помощью модификации статической модели, следует анализировать динамику процессов с учетом двух типов отказов (внезапных и постепенных) и двух подходов к регулированию (разомкнутый и замкнутый контур). Кроме того, изменения параметров, вызванные отказами, проявляются на установившемся режиме работы как изменение среднего значения входных и выходных параметров на фоне случайных процессов (рис.1 – 5).

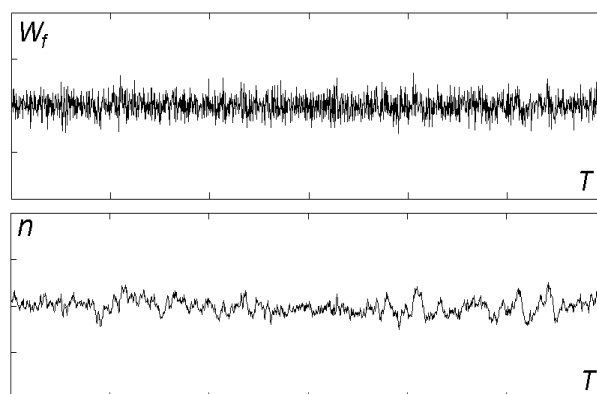


Рис. 1. Исправный двигатель, установившийся режим работы

Замкнутый контур компенсирует изменения в выходных параметрах путем изменения управляющих факторов (рис. 2 и 4). Постепенный отказ проявляется как тренд в управляющем или выходном сигнале, (рис. 3 и 5). Постепенный отказ в замкнутом контуре вызывает только тренд в управляющей координате.

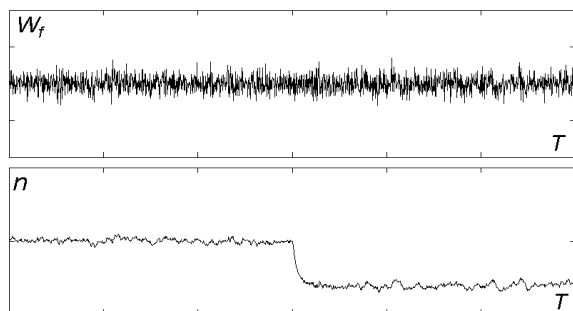


Рис. 2. Внезапный отказ в разомкнутом контуре

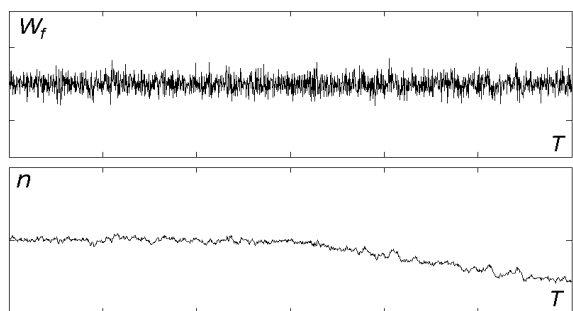


Рис. 3. Постепенный отказ в разомкнутом контуре

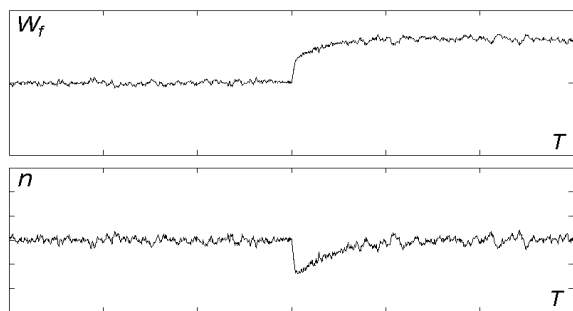


Рис. 4. Внезапный отказ в замкнутом контуре

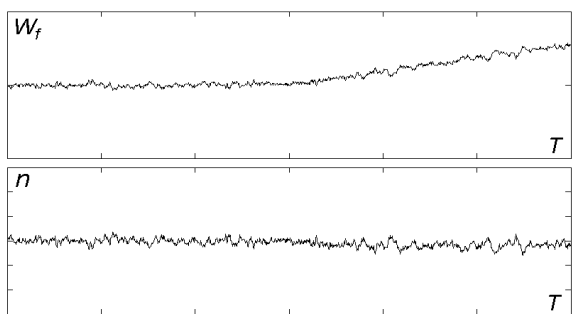


Рис. 5. Постепенный отказ в замкнутом контуре

Во всех случаях развития отказа после завершения переходных процессов статическая модель изменяется одинаковым образом (рис. 6).

Статическая точка на линии рабочих режимов смещается, как показано на рис. 6.

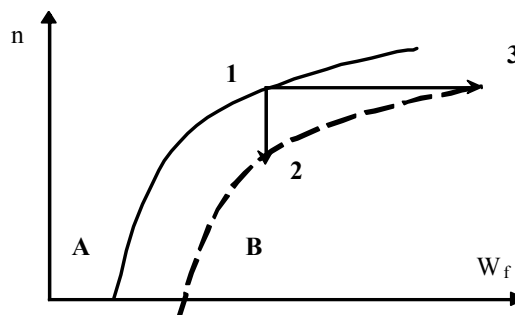


Рис. 6. Смещение статической линии при развитии отказа

Линия А на рис. 6 представляет собой эталонную модель исправного состояния, линия В – статическая линия после наступления отказа. В зависимости от типа системы управления, наблюдается понижение выходной координаты n , либо рост управляющей координаты W (компенсация деградации характеристик). Развитие отказа в разомкнутом контуре смещает точку 1 (исправное состояние) в точку 2. При развитии отказа в замкнутом контуре точка 1 перемещается в сторону точки 3. Обе точки 2 и 3 лежат на одной и той же статической линии В. Поэтому выявление отказа сводится к обнаружению смещения статической модели.

4. Обнаружение отказов с применением марковских цепей

Внезапные и постепенные отказы проявляются как изменение характеристик двигателя, которые можно выявить методом идентификации. При этом могут использоваться методы активной и пассивной идентификации, то есть с применением пробных сигналов и с использованием естественных возмущающих воздействий. На установившемся режиме работы идентифицируется фрагмент статической линии с помощью марковских цепей [8].

Стохастическая модель в форме марковской цепи описывается с помощью матрицы вероятностей

переходов P . Каждый элемент матрицы представляет собой вероятность перехода из состояния X_j в состояние X_k за интервал времени $T_s = t_n - t_{n-1}$:

$$P_{ij} = \text{Prob}\{X(t_n) = X_j \mid X(t_{n-1}) = X_i\}. \quad (6)$$

Непараметрическое оценивание статической модели выполняется с использованием финальной статической линии и финальной фазовой траектории [9]. Отметим, что изменение статической характеристики непосредственно влияет на динамику двигателя, в частности, на коэффициент передачи динамической модели. Взаимосвязь статической и динамической моделей можно продемонстрировать на следующем примере. Рассмотрим статическую модель, показанную на рис. 7.

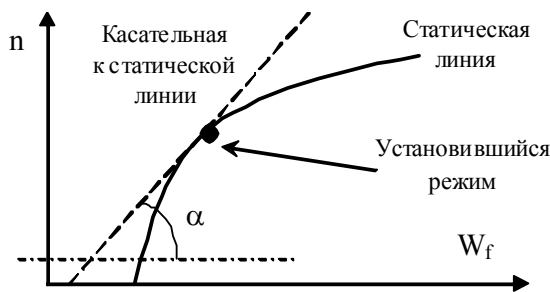


Рис. 7. Взаимосвязь коэффициента передачи и наклона статической линии

Статическая модель описывается нелинейным уравнением

$$n = f(W_f), \quad (7)$$

в то время динамическая модель (для простоты рассмотрим модель первого порядка) представлена нелинейным дифференциальным уравнением

$$\dot{n} = f(n, W_f). \quad (8)$$

При моделировании отклонений от среднего значения на установившемся режиме работы двигателя, статическая линия рассматривается как

$$\Delta n = K \cdot \Delta W_f. \quad (9)$$

Динамическую модель можно записать как линейное дифференциальное уравнение

$$T \cdot \Delta \dot{n}(t) + \Delta n(t) = K \cdot \Delta W_f(t), \quad (10)$$

или в виде передаточной функции:

$$H(s) = \frac{\Delta n(s)}{\Delta W_f(s)} = \frac{K}{Ts + 1}, \quad (11)$$

где отклонения Δ определяются как

$$\Delta n(t) = n(t) - n_{st}; \quad (12)$$

$$\Delta W_f(t) = W_f(t) - W_{f,st}, \quad (13)$$

относительно ближайшей статической точки $\{W_{f,st}, n_{st}\}$.

Статическая линия соответствует нулевому значению производной выходной координаты $\Delta \dot{n} = 0$:

$$\Delta n(t) = K \cdot \Delta W_f(t), \quad (14)$$

что соответствует статической линии в уравнении (9). Таким образом, наклон касательной к статической линии определяет коэффициент передачи динамической модели.

Коэффициент передачи идентифицируется с помощью финальной фазовой траектории марковской цепи. Вначале подсчитываются относительные частоты переходов между динамическими состояниями. В результате получаем оценку матрицы вероятностей переходов P по уравнению (6). Затем определяется динамический коэффициент передачи по матрице P через значения корреляционной функции:

$$R_{nW}(1) = B \cdot R_{WW}(0), \quad (15)$$

где B — коэффициент передачи дискретной модели, соответствующей модели в непрерывном времени (уравнение (10)) для периода квантования Δt .

Строго говоря, при моделировании отказов следует согласованно вносить изменения как в статические, так и в динамические характеристики, поскольку обе эти модели являются описанием одного и того же процесса в двигателе.

Прежде всего, следует выполнить согласование коэффициентов передачи статической и динамической моделей. Другими словами, наклон касательной к статической линии определяет коэффициент передачи динамической модели, как и при нормальной работе двигателя.

При контроле состояния на установившемся режиме работы в качестве эталонной модели может использоваться среднестатистическая модель, либо недавно идентифицированная индивидуальная модель двигателя. Перед проведением анализа собранных данных следует отличить установившийся ре-

жим работы от переходных процессов. Такое распознавание может выполняться алгоритмами, используемыми при селектировании канала регулирования САУ. Например, на установившемся режиме работы заданное значение частоты вращения ротора или степени повышения давления в компрессоре определяется как функция углового положения РУД α_{PLA} , в то время как на переходных режимах регулятор переходит на ограничение температуры за турбиной:

$$n_{dem} = f(\alpha_{PLA}) \text{ versus } T_{t.max} = f(n_{red}). \quad (16)$$

5. Экспериментальные исследования макетного образца СКД

Перед отработкой алгоритмов контроля состояния на борту, СКД испытывается на полунатурном стенде (ПНС). Стенд включает реальное оборудование САУ и электронную модель двигателя, датчиков и исполнительных механизмов.

Структура стенда представлена на рис. 8. ПНС состоит из цифровой модели силовой установки, оборудования согласования электрических характеристик, системы регистрации данных щитка управления. К реальному оборудованию относится САУ, СКД и рычаг РУД.

При построении ПНС используется метод быстрой разработки прототипов RSP. Необходимое оборудование (процессоры, память, преобразователи) собраны из стандартного промышленного компьютерного оборудования, ориентированного на работу в реальном времени. Модель двигателя в исправном состоянии и модели отказов создаются средствами визуального моделирования типа Simulink и VisSim. В результате основное внимание уделяется доводке алгоритмов контроля и диагностики.

Экспериментальные исследования на ПНС включают моделирование типичных отказов двигателя, датчиков и исполнительных механизмов. Кроме того, исследуется взаимодействие алгоритмов управления и диагностики.

При работе контура регулирования частоты вращения ротора низкого давления n_{LP} был имитирован обрыв цепи датчика n_{LP} в момент времени t_1 (рис. 9). Встроенная система контроля регулятора

обнаружила обрыв и выдала дискретный сигнал "обрыв датчика" SF (рис. 10). Далее был сформирован сигнал "отказ измерительного канала" MF. В процессе парирования отказа произошла реконфигурация САУ с переходом на регулирование степени повышения давления.

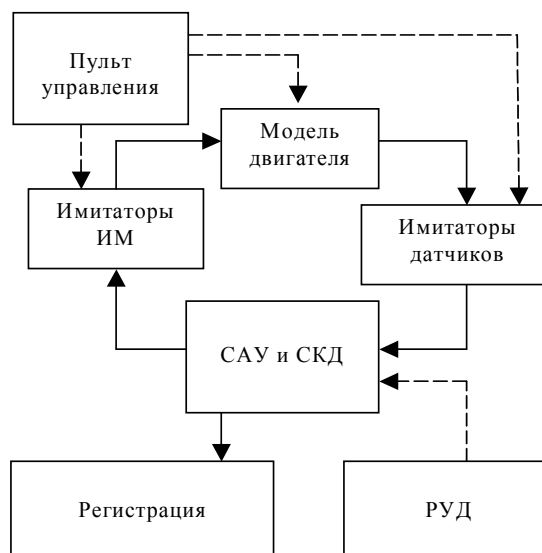


Рис. 8. Структура испытательного стенда

6. Анализ развития отказа

Примеры экспериментальных данных при испытаниях на ПНС приводятся на рис. 9 и 10.

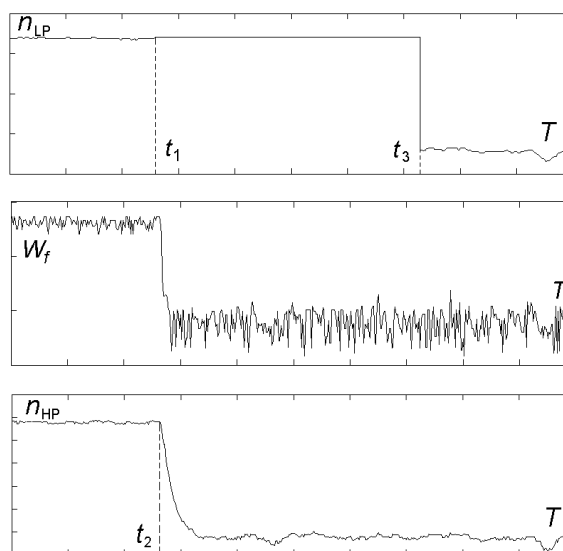


Рис. 9. Измеренные значения параметров

В момент времени t_3 была восстановлена электрическая цепь отказавшего датчика. Восстановление датчика было обнаружено ВСК, но структура

САУ не изменилась (в соответствии с требованиями технического задания – ТЗ).

В процессе парирования отказа значение частоты вращения с отказавшего датчика было "зафиксировано" на уровне последнего надежного измерения n_{LP} на период отказа $T = t_1 \dots t_3$.

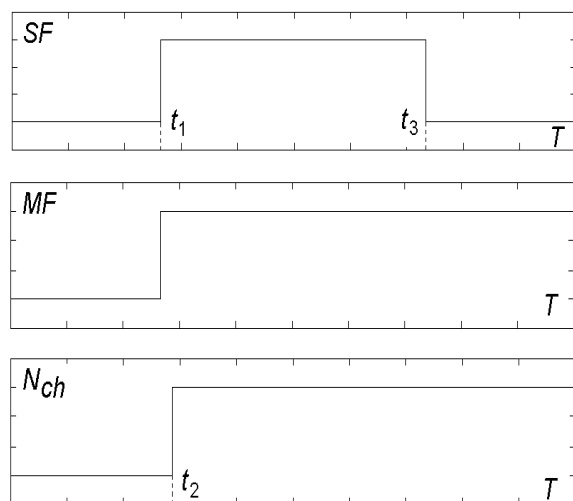


Рис. 10. Дискретные сигналы при реконфигурации

В процессе реконфигурации наблюдается переходной процесс по расходу топлива W_f и частоте вращения ротора высокого давления n_{HP} на рис. 9. Причина – расхождение в настройках "задатчиков" разных каналов регулирования.

Для более "плавной" реконфигурации предлагается уточнить требования ТЗ путем расчетов по нелинейной термодинамической модели ГТД. Отметим, что уточнение ТЗ представляет собой дополнительный результат совместной экспериментальной отработки алгоритмов САУ и СКД.

Заключение

В статье представлен метод контроля состояния ГТД. В процессе выявления отказа рассматривается возможное взаимное влияние САУ и СКД. Алгоритмы контроля состояния реализованы в макетном образце СКД, который испытывается на полунатурном стенде. Испытания на ПНС подтверждают работоспособность алгоритмов контроля и помогают уточнить требования технического задания на систему регулирования.

Работа выполнена при поддержке гранта Европейской Комиссии ИНТАС 2000-757.

Литература

1. Gertler J. (1998). Fault Detection and Diagnosis in Engineering Systems, Marcel Dekker, NY.
2. Arkov V., Evans D., Fleming P., Hill D., Norton J., Pratt I., Rees D., Rodriguez-Vazquez K. (2000). System identification strategies applied to aircraft gas turbine engines. Annual Reviews in Control, 24. – P. 67 – 81.
3. Rault A., Baskiotis C. (1989). Model-based modular diagnosis method with application to jet engine faults. In: Fault diagnosis in dynamic systems: Theory and applications (R. Patton, P. Frank, R. Clark (Eds.)), Prentice Hall, New York, London.
4. Isermann R. (1993). Fault diagnosis of machines via parameter estimation and knowledge processing – tutorial paper. Automatica, 29. – P. 815 – 835.
5. Epifanov S., Kuznetsov B., Bogaenko I. (1999). Design of control and diagnosis systems for gas turbines, Technika, Kiev.
6. Breikin T., Kulikov G., Arkov V. (2000). On fuzzy-Markov approach for identification of aviation engine. In: Proc. 3rd Asian Control Conf. ASCC2000, Shanghai, China. – P. 2649 – 2654.
7. Kulikov G., Fleming P., Breikin T., Arkov V. (1998a). Markov modelling of complex dynamic systems: Identification, simulation and condition monitoring, with example of digital controller for gas turbine engine, Ufa, Russia, USATU.
8. Kulikov G., Breikin T., Arkov V., Fleming P. (1998b). Gas turbine engine fault detection using Markov simulation technique. In: Proc. IEE Int. Conf. on Innovation through Simulation, York, UK. – P. 69 – 72.
9. Kulikov G., Breikin T., Arkov V., Fleming P. (1999). Real-time simulation of aviation engines for FADEC test-beds. In: Proc. Int. Gas Turbine Congress, Kobe, Japan. – P. 949 – 952.

Поступила в редакцию 12.04.2004

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

УДК 621.05

В.Ю. РУТКОВСКИЙ¹, С.Д. ЗЕМЛЯКОВ¹, В.М. ГЛУМОВ¹, С.В. ЕПИФАНОВ²¹Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова РАН, Москва, Россия²Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина

ИНФОРМАТИВНЫЕ ПРИЗНАКИ, ПРЕДШЕСТВУЮЩИЕ ОБРЫВУ ВАЛА ТРАНСМИССИИ ТВД*

Рассматривается задача выявления информативных признаков начала деформации вала свободной турбины ТВД, предшествующей ее обрыву. Источником информации являются сигналы двух, установленных на противоположных концах упругого вала, штатных датчиков частоты вращения. С помощью этих датчиков вычисляется текущее значение угла скручивания вала, скорость его изменения во времени и при отклонении этих величин от нормальных значений, определяемых текущим режимом работы ТВД, принимается решение по аварийному отключению двигателя.

трансмиссия, обрыв вала, информативный признак, угол скручивания, адаптация, эталонная модель

Введение

В работе [1] был рассмотрен адаптивный подход к оценке текущего значения угла скручивания вала свободной турбины (СТ) ТВД, основанный на использовании двух штатных сигналов датчика частоты вращения (ДЧВ), установленных на противоположных концах упругого вала СТ. Одновременно этот подход дает и оценку скорости изменения угла скручивания.

В настоящей работе предлагаются три информативных признака, предшествующих обрыву вала СТ. Два из них основаны на превышении наблюдаемых величин некоторых предельных значений, допустимых при нормальной работе двигателя. Более желательно не дожидаться выхода оцениваемых величин за их максимально допустимые значения, а еще раньше уловить момент нарушения нормальной работы вала СТ. Третий признак, позволяющий выявить начальную стадию пластической деформации в материале вала, основан на использовании эталонной модели, воспроизводящей динамику нормальной работы вала.

В работе приведены некоторые результаты исследования быстродействия алгоритмов отключения ТВД на основе каждого из трех признаков. Кроме

того, снято введенное в [1] предположение о допустимости замены звена чистого запаздывания инерционным звеном первого порядка, что привело к изменению методики синтеза адаптивного алгоритма оценивания угла скручивания.

1. Постановка задачи

Рассмотрим упрощенную схему трансмиссии одновального ТВД с дифференциальным редуктором и двумя соосными винтами [2], представленную на рис. 1. Введенные здесь обозначения полностью совпадают с обозначениями, принятыми в [1].

При $c_\omega = \infty$ математическая модель рассматриваемой трансмиссии принимается в виде [2]:

$$\begin{aligned} J_{B1} \ddot{\omega}_{B1} &= i_1 (M_T - J_T \ddot{\omega}_T) - M_{B1}; \\ J_{B2} \ddot{\omega}_{B2} &= i_1 (M_T - J_T \ddot{\omega}_T) - M_{B2}; \\ \bar{\omega}_T &= i_1 \bar{\omega}_{B1} + i_2 \bar{\omega}_{B2}, \end{aligned} \quad (1)$$

в случае $c_\omega \neq \infty$, $\beta = 0$ в виде [3];

$$\begin{aligned} J_{B1} \dot{\omega}_{B1} &= i_1 c_\omega \delta \alpha - M_{B1}; \\ J_{B2} \dot{\omega}_{B2} &= i_2 c_\omega \delta \alpha - M_{B2}; \\ J_T (i_1 \dot{\omega}_{B1} + i_2 \dot{\omega}_{B2} + \ddot{\delta} \alpha) + c_\omega \delta \alpha &= M_T; \\ \omega_{T1} &= i_1 \omega_{B1} + i_2 \omega_{B2}; \delta \alpha = \alpha_{T2} - \alpha_{T1}, \end{aligned} \quad (2)$$

* Работа выполнена при поддержке ИНТАС (Проект № 2000-757) и РФФИ (Проект № 03-01-00062)

где α_{T1}, α_{T2} – угловые положения сечений соответственно переднего и заднего концов вала СТ; $\delta\alpha$ – угол скручивания.

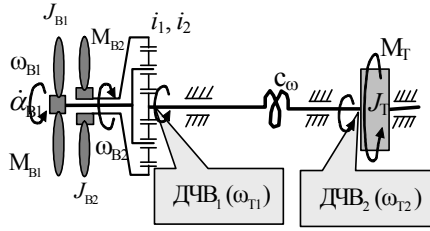


Рис. 1. Идеализованная схема упругой трансмиссии ТВД

Предполагается, что моменты винтов M_{B1} и M_{B2} представляют собой сумму двух составляющих [3]:

$$M_{Bi} = \bar{M}_{Bi} + \tilde{M}_{Bi}, \quad (i = 1, 2), \quad (3)$$

где $\bar{M}_{Bi} = \bar{k}_{Bi} \Phi_{Bi} \bar{\omega}_{Bi}^2$; $\tilde{M}_{Bi} = \tilde{k}_{Bi} \Phi_{Bi} \tilde{\omega}_{Bi}^2$; Φ_{Bi} – углы установки лопастей соответствующих винтов.

Выходные сигналы датчиков частоты вращения ДЧВ₁ и ДЧВ₂ имеют вид:

$$\begin{aligned} u_1(t) &= k_w z_u \bar{\omega}_T \sin(z_u \bar{\omega}_T t + \psi_0 - z_u \delta\alpha) + \xi_{u1}(t); \\ u_2(t) &= k_w z_u \bar{\omega}_T \sin(z_u \bar{\omega}_T t + \psi_0) + \xi_{u2}(t), \end{aligned} \quad (4)$$

где z_u – число полюсов индуктора ДЧВ; ψ_0 – некоторое постоянное значение сдвига фазы, одинаковое для обоих сигналов; k_w – коэффициент пропорциональности по амплитуде сигналов;

$$\xi_{ui}(t) = \xi_i(t) + U_{\bar{\omega}} \sin \tilde{\omega}_T t, \quad (i = 1, 2). \quad (5)$$

В (5) составляющие $\xi_i(t)$ ($i = 1, 2$) – помехи измерения; $U_{\bar{\omega}} \sin \tilde{\omega}_T t$ – вибрационные шумы, $\omega_T = \bar{\omega}_T + \tilde{\omega}_T$.

Предположим, что величина и скорость изменения расхода топлива $G = G(t)$ ограничены, т.е.

$$\begin{aligned} G(t) &\leq G_{\max}, \quad G_{\max} = \text{const} > 0; \\ \left| \frac{dG(t)}{dt} \right|_{\max} &\leq g, \quad g = \text{const} > 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Обороты винтов стабилизируются с помощью углов установки лопастей, а динамикой этого процесса в первом приближении можно пренебречь.

Ставится задача: с помощью сигналов ДЧВ₁ и ДЧВ₂ сформировать информативные признаки мо-

мента аварийного отключения двигателя в случае начала пластической деформации материала вала СТ.

2. Идентификация текущих значений угла скручивания вала и скорости его изменения для свободной турбины

Как и в [1], будем считать, что $u_1(t)$ в (4) – это результат прохождения сигнала $u_2(t)$ через звено чистого запаздывания, т.е. $U_1(s) = e^{-s\tau} U_2(s)$, где $U_1(s), U_2(s)$ – преобразования Лапласа соответственно для сигналов $u_1(t), u_2(t)$; τ – время запаздывания; s – оператор Лапласа. Тогда запишем

$$\begin{aligned} u_1(t) &= k_w z_u \bar{\omega}_T \sin(z_u \bar{\omega}_T t + \psi_0 - z_u \bar{\omega}_T \tau); \\ u_2(t) &= k_w z_u \bar{\omega}_T \sin(z_u \bar{\omega}_T t + \psi_0). \end{aligned} \quad (7)$$

В (7) временно введено условие: $\xi_{u1}(t) = 0$, $\xi_{u2}(t) = 0$. Очевидно, если величина τ известна, то

$$\delta\alpha = \bar{\omega}_T \tau. \quad (8)$$

Поставим задачу оценки текущего значения τ в (7) и, следовательно, текущего значения $\delta\alpha$ в (4). Для решения воспользуемся адаптивным подходом с эталонной моделью с привлечением градиентного метода синтеза алгоритмов адаптации [4].

В качестве эталонной модели примем звено чистого запаздывания с изменяемой величиной запаздывания τ . Если на вход эталонной модели подать сигнал $u_2(t)$, то на выходе получим сигнал вида

$$u_m(t) = k_w z_u \bar{\omega}_T \sin(z_u \bar{\omega}_T t + \psi_0 - z_u \bar{\omega}_T \tau). \quad (9)$$

При $\tau \neq \tau$ между $u_m(t)$ и $u_1(t)$ имеем разность

$$\varepsilon(t) = u_m(t) - u_1(t), \quad (10)$$

которая обнуляется, если за счет изменения τ добиться равенства $\tau \equiv \tau$. В этом случае величину $\delta\alpha$, вместо (8), можно найти из соотношения $\delta\alpha = \bar{\omega}_T \tau$.

В соответствии с градиентным методом [4] формируется функция $I = \varepsilon^2(t)$, а алгоритм адаптации находится из соотношения $dr/dt = -\lambda(\partial I/\partial r)$, где $\lambda = \text{const}$. Отсюда, с учетом (10), получим искомый адаптивный алгоритм в виде

$$\frac{dr}{dt} = \rho \varepsilon(t) u_M^*(t), \quad (11)$$

где $\rho = 2\lambda z_u \bar{\omega}_T$ и

$$u_M^*(t) = k_w (z_u \bar{\omega}_T)^2 \cos(z_u \bar{\omega}_T t + \psi_0 - z_u \bar{\omega}_T r). \quad (12)$$

Для реализации алгоритма (11) необходимо сформировать функцию $u_M^*(t)$ (12). Эта задача решается подачей сигнала $u_M(t)$ (9) на звено чистого запаздывания.

Полученное решение задачи оценки текущего значения угла скручивания $\hat{\delta}\alpha = \hat{\delta}\alpha(t)$ и скорости его изменения $\hat{\delta}\dot{\alpha} = \hat{\delta}\dot{\alpha}(t)$ представлено на рис. 2 в виде структурной схемы. Здесь обозначено: АА – алгоритм адаптации (11), УМН – умножители; $u_1(t)$ и $u_2(t)$ – входные воздействия устройства адаптации (УА), определяемые равенствами (7); $\hat{\omega}_T$ – оценка частоты вращения СТ, определяемая равенством (1) и соответствующим ДЧВ для измерения $\bar{\omega}_T$.

На рис. 3 представлена упрощенная математическая модель ТВД на участке от точки ввода сигнала на изменение подачи топлива G до точки получения оценок текущих значений $\hat{\delta}\alpha(t)$ и $\hat{\delta}\dot{\alpha}(t)$. Здесь апериодическое звено с параметрами k_g и τ_g приближенно описывает динамическую связь между сигналом подачи топлива G от дроссельной ручки и моментом турбины M_T ; блок ТВГ определяет динамику турбовинтовой группы, описываемой уравнениями (1) – (3); блок ДЧВ воспроизводит сигналы датчиков частоты вращения (4); устройство адаптации УА представлено на рис. 2.

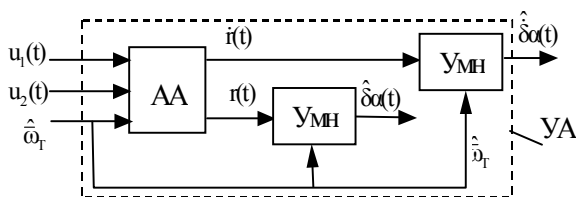


Рис. 2. Структура адаптивного устройства оценки угла скручивания вала

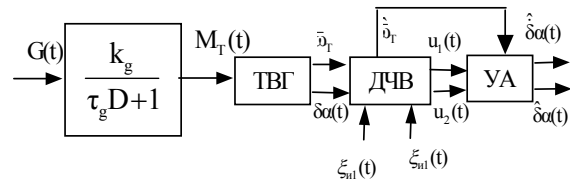


Рис. 3. Структура модели движения участка ТВД

На рис. 4 представлены осциллограммы, иллюстрирующие работу устройства адаптации с алгоритмом функционирования (11) с учетом помех измерения и вибрационных шумов $\xi_{u1}(t)$ и $\xi_{u2}(t)$, входящих в состав сигналов ДЧВ (4). В данном случае сигнал $G(t)$ изменялся по закону

$$G(t) = G_0(1 + 0,3 \sin(t - 0,5)), \quad G_0 = \text{const.}$$

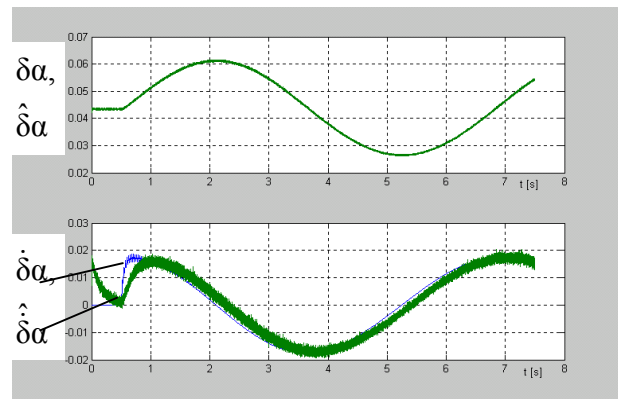


Рис. 4. Осциллограммы работы устройства адаптации

Из осциллограммы (рис. 4) видно, что оценки $\hat{\delta}\alpha(t)$ и $\hat{\delta}\dot{\alpha}(t)$ с достаточной степенью точности следят за реальными изменениями $\delta\alpha(t)$ и $\delta\dot{\alpha}(t)$.

3. О трех информативных признаках отключения ТВД

Учитывая описанную выше возможность получения оценок текущих значений угла скручивания вала и скорости его изменения, рассмотрим три признака аварийного отключения:

- по выходу оценки $\hat{\delta}\alpha(t)$ за предельно допустимое значение реального угла скручивания $\delta\alpha_{\max}$;
- по выходу оценки $\hat{\delta}\dot{\alpha}(t)$ за предельно допустимое значение реальной скорости изменения угла скручивания $\delta\dot{\alpha}_{\max}$ при нормальной работе СТ;

– по выходу за пределы заданных границ отклонений текущих оценок $\hat{\delta}\alpha(t)$ и $\hat{\dot{\delta}}\alpha(t)$ от тех же модельных величин $\delta\alpha_m(t)$ и $\dot{\delta}\alpha_m(t)$.

3.1. Выход оценки угла скручивания вала СТ за предельно допустимое значение

Рассматриваемый признак очевиден: если значение $\hat{\delta}\alpha(t)$ выходит за предельно допустимое значение реального угла скручивания при нормальной работе СТ $\delta\alpha_{\max}$

$$\hat{\delta}\alpha(t) \geq \delta\alpha_{\max} + \Delta\alpha_{\Pi}, \quad (13)$$

где $\Delta\alpha_{\Pi}$ – некоторое значение, учитывающее погрешности, то при достижении равенства в соотношении (13) подается сигнал на отключение двигателя.

В данном случае необходимо решить вопрос о выборе величин $\delta\alpha_{\max}$ и $\Delta\alpha_{\Pi}$. Для этого рассмотрим (2) и, предполагая работу систем стабилизации оборотов винтов идеальной, т.е. $\dot{\omega}_{B1} = 0$, $\dot{\omega}_{B2} = 0$, запишем интересующее нас уравнение

$$J_T \ddot{\delta}\alpha + c_{\omega} \dot{\delta}\alpha = M_T. \quad (14)$$

Из (6), с учетом связи $M_T(t)$ и $G(t)$ в виде

$$\tau_g \dot{M}_T(t) + M_T(t) = k_g G(t), \quad (15)$$

получим неравенства $M_T(t) \leq M_{T\max}$, $M_{T\max} = k_g G_{\max}$, и из (14) неравенства вида $\delta\alpha \leq \delta\alpha_{\max}$, $\delta\alpha_{\max} = k_g G_{\max} c_{\omega}^{-1}$.

Относительно выбора $\Delta\alpha_{\Pi}$ в (13) отметим, что решение этой задачи можно получить лишь на основе учета всех возможных факторов, которые могут повлиять на ложное срабатывание момента аварийного отключения двигателя.

3.2. Выход оценки скорости изменения угла скручивания за предельно допустимую величину

Рассматриваемый признак очевиден: если значение оценки $\hat{\dot{\delta}}\alpha(t)$ выходит за допустимое значение

$$\left| \hat{\dot{\delta}}\alpha(t) \right| \geq \dot{\delta}\alpha_{\max} + \Delta\dot{\alpha}_{\Pi}, \quad (16)$$

то подается сигнал на отключение двигателя.

Значение $\dot{\delta}\alpha_{\max}$ получим, как и в предыдущем случае, из уравнения (14). Будем считать, что сигнал подачи топлива $G = G(t)$ изменяется по закону $G(t) = G_0 + g(t - t_0)$, где $G_0 = \text{const}$, $G_0 < G_{\max}$, t_0 – начало рассмотрения движения.

Примем $\tau_g = 0$ в (15) и получим равенство

$$M_T(t) = M_0 + k_g g(t - t_0), \quad (17)$$

где $M_0 = k_g G_0$. Из (14) с учетом (17) получим

$$\delta\alpha(t) = M_0 c_{\omega}^{-1} + k_g g c_{\omega}^{-1} (t - t_0) + A \sin[\omega(t - t_0) + \psi], \quad (18)$$

где $\omega = \sqrt{c_{\omega} J_T^{-1}}$; A и ψ определяются начальными значениями $\delta\alpha(t_0)$ и $\dot{\delta}\alpha(t_0)$. Из (18) следует

$$\dot{\delta}\alpha(t) = k_g g c_{\omega}^{-1} + A \omega \cos[\omega(t - t_0) + \psi] \quad (19)$$

Отбрасывая в (19) переменную компоненту, получим $\dot{\delta}\alpha_{\max} = k_g g c_{\omega}^{-1}$. Учитывая, что ω достаточно велико, амплитуда $A\omega$, входящая в оценку $\hat{\dot{\delta}}\alpha(t)$, существенна. Поэтому при моделировании оценка $\hat{\dot{\delta}}\alpha(t)$ пропускалась через сглаживающий фильтр с постоянной времени $\tau = 0,167$. К пороговому значению $\Delta\dot{\alpha}_{\Pi}$ в (16) предъявляются те же требования, что и к $\Delta\alpha_{\Pi}$ в соотношении (13).

3.3. Аварийное отключение ТВД с использованием эталонной модели

Рассмотрим структурную схему участка ТВД, показанную на рис. 3. Поскольку динамика всех блоков, входящих в эту схему, задана соответствующими уравнениями, определяемыми для нормального режима работы ТВД, то эту схему можно реализовать с помощью бортовой вычислительной системы, получив, таким образом, некоторую динамическую эталонную модель (ДЭМ), которая в той или иной степени близка к реальной динамической модели (РДМ) рассматриваемого участка работы ТВД. На рис. 5 структурно представлены эти два блока РДМ и ДЭМ. Естественно, что на РДМ действует ряд факторов, которые не удастся учесть (или

не полностью удается учесть) в ДЭМ. Эти факторы на рис. 5 условно обозначены через $f(t)$.

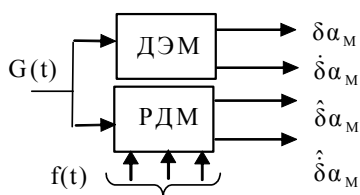


Рис. 5. Структура из двух блоков моделей

Если $f(t) \equiv 0$, то для устойчивых структур РДМ и ДЭМ через некоторое время величины

$$\varepsilon(t) = \delta\alpha_M(t) - \hat{\delta\alpha}_M(t), \quad \dot{\varepsilon}(t) = \dot{\delta\alpha}_M(t) - \dot{\hat{\delta\alpha}}_M(t)$$

становятся практически равными нулю. Однако реально $f(t) \neq 0$, поэтому величины $\varepsilon(t)$ и $\dot{\varepsilon}(t)$ не будут нулевыми. Если неучтенные факторы при нормальной работе двигателя относительно малы, то можно отыскать (например, с помощью имитатора полунатурного стенда [3]) некоторую допустимую область

$$\begin{aligned} |\varepsilon(t)| &\leq \varepsilon_{\text{доп}}; \quad \varepsilon_{\text{доп}} = \text{const} > 0; \\ |\dot{\varepsilon}(t)| &\leq \dot{\varepsilon}_{\text{доп}}; \quad \dot{\varepsilon}_{\text{доп}} = \text{const} > 0, \end{aligned} \quad (20)$$

в которой изображающая точка фазовой плоскости $\{\varepsilon(t), \dot{\varepsilon}(t)\}$ будет оставаться в процессе работы ТВД. При выходе изображающей точки за пределы допустимой области (20), т.е. при нарушении нормальной работы СТ, подается сигнал на аварийное отключение двигателя.

4. Результаты математического моделирования

На рис. 6 по результатам математического моделирования, описанного в [3], представлены графики зависимостей времени, получаемого по признакам 1 (кривая 1), 2 (кривая 2) и 3 (кривая 3) от установившегося значения реального угла скручивания при изменении c_ω по линейному закону вида

$$c_\omega(t) = c_\omega^0 - 1,8c_\omega^0(t - t^*),$$

где t^* – начальная точка уменьшения значения c_ω .

В (13) и (16) принято: $\Delta\alpha_{\text{п}} = 0,05\delta\alpha_{\text{max}}$, $\Delta\dot{\alpha}_{\text{п}} = 0,05\delta\dot{\alpha}_{\text{max}}$; в (20) – $\varepsilon_{\text{доп}} = 0,008$ рад; $\dot{\varepsilon}_{\text{доп}} = 0,005$ с⁻¹.

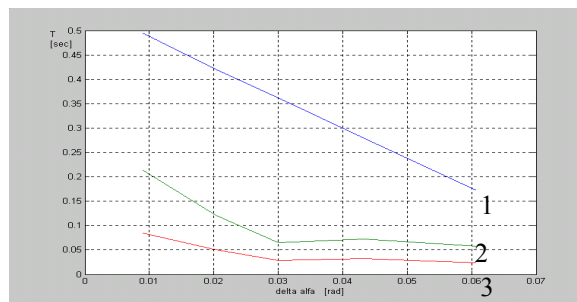


Рис. 6. Графики зависимостей $T(\delta\alpha)$

Заключение

Сравнение рассмотренных признаков, предшествующих обрыву вала трансмиссии ТВД, показало, что признак на основе эталонной модели является наиболее перспективным. Тем не менее, с точки зрения снижения вероятности ложного отключения ТВД, в дальнейшем целесообразно рассмотреть вопрос комплексного использования всех трех признаков выявления начала пластической деформации материала вала турбины двигателя.

Литература

1. Алгебраический и адаптивный подходы к задаче идентификации крутящего момента свободной турбины ТВД / В.Ю. Рутковский, С.В.Епифанов, С.Д. Земляков, В.М. Суханов, В.М. Глумов // *Авиационно-космическая техника и технология*: – Х.: НАКУ ХАИ. – 2002. – Вып. 31. Двигатели и энергоустановки. – С. 197 – 201.
2. Шевяков А.А. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок. – М.: Машиностроение, 1965. – 328 с.
3. Суханов В.М., Глумов В.М., Епифанов С.В., Куликов Г.Г. Исследование работоспособности алгоритмов идентификации момента свободной турбины в установившихся и переходных режимах ТВД на компьютерном имитаторе полунатурного стенда // *Вестник двигателестроения*. – 2004. – № 2(5).
4. Петров Б.Н., Рутковский В.Ю., Крутова И.Н., Земляков С.Д. Принципы построения и проектирования самонастраивающихся систем. – М.: Машиностроение, 1972. – 262 с.

Поступила в редакцию 12.04.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.И. Кузнецов, Нац. техн. ун-т «ХПИ», Харьков.

УДК 621.833:519.004

Н.И. БУРАУ

Национальный технический университет Украины “КПИ”, Украина

ОЦЕНКА ИНФОРМАТИВНОСТИ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ТРЕЩИННО-ПОДОБНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ В ЛОПАТКАХ ГТД

Исследуются диагностические признаки трещин в лопатках ГТД, полученные в результате цифровой обработки смоделированных виброакустических сигналов при стационарном вибрационном возбуждении рабочего колеса. Проведена оценка информативности признаков по критерию Фишера и по относительному изменению признака при изменении состояния объекта.

виброакустическая диагностика, трещинно-подобные повреждения, обработка сигналов, диагностические признаки, информативность признака

Введение

Среди актуальных проблем в авиационной технике, требующих первоочередного научно-технического обеспечения, следует отметить необходимость разработки, дальнейшего усовершенствования методов и средств диагностирования технического состояния систем и элементов авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) как во время эксплуатации, так и при проведении технического обслуживания и восстановления. Достигнутый на сегодняшний день уровень и перспективы развития методов и средств диагностирования, а также повышение уровня контролепригодности двигателей, обеспечивают возможность перехода к эксплуатации ГТД по состоянию с контролем параметров [1]. При этом основным принципом, за счет которого обеспечивается требуемый уровень безопасности полетов, является принцип предупреждения неисправностей, повреждений и отказов двигателей в полете.

Как показал анализ эксплуатационных неисправностей и повреждений ГТД, значительная часть отказов, приводящих к досрочному съему двигателя с эксплуатации, вызывается неисправностями элементов компрессора и турбины. Причем, практически для всех типов двигателей указанные отказы в основном вызываются такими характерными повреждениями, как забоины и вмятины лопаток ком-

прессора, трещины и обрывы лопаток компрессора, забоины, трещины и прогары лопаток турбины. Большинство таких трещинно-подобных повреждений в лопатках ГТД могут быть обнаружены на этапе начального развития при наличии постоянного мониторинга за состоянием элементов рабочих колес в эксплуатации.

1. Постановка задачи исследования

Для построения автоматической системы мониторинга технического состояния лопаток ГТД предлагается использовать методы вибрационной и виброакустической диагностики [2]. Дальнейшее развитие и усовершенствование данных методов применительно к элементам ГТД предполагает использование стационарных и нестационарных режимов вибрационного возбуждения лопаток рабочих колес и последующую обработку излучаемого вибрационного и акустического шума во временной, частотной, частотно-временной и масштабно-временной областях [3]. Проведенные теоретические исследования, модельные и физические эксперименты, позволили проанализировать влияние развивающихся трещинно-подобных повреждений на характеристики измеряемых сигналов, выбрать и исследовать эффективные методы обработки диагностической информации, выделить диагностические признаки и исследовать их зависимость от параметра трещины.

Однако практическая реализация системы мониторинга требует определения набора наиболее эффективных методов обработки информации, и, соответственно, наборов наиболее информативных и чувствительных к зарождению и начальному развитию трещины диагностических признаков для стационарных и нестационарных режимов ГТД.

Целью данной статьи является анализ информативности диагностических признаков развивающейся трещины в лопатке рабочего колеса ГТД при стационарном вибрационном возбуждении.

2. Выделение признаков и их анализ

Для решения поставленной задачи проведено моделирование виброакустических сигналов, издаваемых рабочим колесом при стационарном вибрационном возбуждении, их обработка во временной, частотной и частотно-временной областях, после чего были выделены и исследованы диагностические признаки трещины.

2.1. Моделирование виброакустических сигналов

Моделирование виброакустических сигналов на выходе модели рабочего колеса, содержащего 21 лопатку, проводилось при стационарном вибрационном возбуждении $P(t)$ колеса отдельными роторными гармониками с частотами 125 и 250 Гц, а также полигармоническим воздействием с указанными роторными гармониками. В качестве моделей бездефектных лопаток использовалась модель линейной колебательной системы с собственной частотой $f_* = 600$ Гц, а модель дефектной лопатки (с малой поверхностной усталостной трещиной) задавалась моделью колебательной системы с кусочно-линейной характеристикой восстанавливающей силы, импульсная характеристика которой имеет представление в виде разложения в ряд Фурье по гармоникам основной частоты модели лопатки с трещиной f_0 [2].

В качестве обобщенного параметра трещины принимается относительное изменение жесткости на полувращения деформирования ϑ , которое при моделировании изменялось в пределах 0,01 ... 0,05.

На выходе рабочего колеса сигнал получен путем свертки входного сигнала $P(t)$ с импульсной характеристикой колеса $G(t, \tau)$. Моделирование проводилось на временном интервале 1 с с периодом дискретизации $\Delta T = 2 \cdot 10^{-4}$ с, обеспечивая общее количество точек $N = 5\,000$. Для обработки использовались смоделированные на выходе колеса сигналы, а также аддитивная смесь этих сигналов и стационарного гауссова шума, моделирование которого проведено с использованием генератора случайных чисел с соответствующими коэффициентами для обеспечения значения отношения сигнал/шум в интервале $10 \dots 10^5$.

2.2. Обработка информации и выделение диагностических признаков

Для обработки использовались смоделированные сигналы для колеса с неповрежденными лопатками и при наличии трещины в одной из лопаток с указанным выше диапазоном значений ϑ . Обработка диагностической информации проведена с использованием следующих методов [2 – 5].

Определение безразмерных амплитудных дискриминант виброакустических сигналов $x(t)$:

$$J_r = \left[\int_{-\infty}^{+\infty} |x|^n p(x) dx \right]^{\frac{1}{n}} \left[\int_{-\infty}^{+\infty} |x|^m p(x) dx \right]^{-\frac{1}{m}},$$

где $p(x)$ – одномерная плотность вероятности мгновенных значений процесса $x(t)$.

Наибольшей чувствительностью к зарождению и начальному развитию трещины обладают коэффициент импульсности J_3 ($n \rightarrow \infty$; $m = 1$) и коэффициент фона J_4 ($n \rightarrow \infty$; $m = 0,5$), которые при

использовании данного метода обработки являются диагностическими признаками трещины [4].

Частотно-временной анализ на основе преобразования Вигнера-Вайла:

$$W_x(t, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} g(\tau) x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) \exp(-j\omega\tau) d\tau,$$

где $x(u)$ – временной сигнал;

$x^*(u)$ – его комплексное сопряжение;

$g(\tau)$ – весовая функция скользящего окна Гаусса.

В результате преобразования получаем спектральные оценки процесса в плоскости переменных частота-время, которые позволяют определить когда и какие именно частотные составляющие анализируемого сигнала имеют место и как их интенсивность изменяется во времени [3]. Полученные оценки имеют ряд экстремумов, в качестве диагностического признака используем отношение интенсивности локального максимума к интенсивности глобального максимума $D_v = I_{vl}/I_{vg}$.

Биспектральный анализ. Спектральная функция двух частот – биспектр $S(f_1, f_2)$, определяется путем преобразования Фурье кумулянта третьего порядка $C_{3x}(k, l)$ процесса $x(n)$:

$$S(f_1, f_2) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} \sum_{l=-\infty}^{\infty} C_{3x}(k, l) \exp(-j2\pi f_1 k) \exp(-j2\pi f_2 l),$$

где $C_{3x}(k, l) = E\{x^*(n)x(n+k)x(n+l)\}$;

$E\{\bullet\}$ – обозначает усреднение по ансамблю;

* – знак сопряжения.

Результат преобразования представляет собой оценку модуля биспектра в плоскости переменных f_1 и f_2 [5], которая имеет глобальные и локальные экстремумы. В качестве диагностического признака используем отношение интенсивностей глобального и локального максимумов оценки модуля биспектра $D_b = I_{bg}/I_{bl}$.

2.3. Анализ диагностических признаков

В результате проведенного моделирования (для описанных выше состояний объекта диагностики (ОД), видов возбуждения и уровня аддитивного шума) и обработки полученных сигналов указанными методами, получены множества значений диагностических признаков J_3 , J_4 , D_v и D_b . Все признаки являются относительными величинами, что позволяет исключить их зависимость от ряда оказывающих влияние побочных факторов [6, 7]. В табл. 1 приведены значения математических ожиданий m_i и среднеквадратических отклонений σ_i признаков для различных состояний ОД, которые в дальнейшем использовались для оценки информативности признаков. Значению $\vartheta = 0$ соответствует бездефектное состояние объекта.

Таблица 1
Зависимость признаков от параметра ϑ

Признаки		Состояние объекта диагностики		
		$\vartheta = 0$	$\vartheta = 0,03$	$\vartheta = 0,05$
J_3	m_{J3}	2,016	2,139	2,245
	σ_{J3}	0,0814	0,1122	0,0987
J_4	m_{J4}	2,306	2,463	2,576
	σ_{J4}	0,0621	0,1066	0,0791
D_v	m_{Dv}	0,576	0,768	0,931
	σ_{Dv}	0,0154	0,0912	0,0697
D_b	m_{Db}	1,211	1,301	1,372
	σ_{Db}	0,0117	0,0252	0,0142

Согласно [4, 6, 7] основными требованиями, которым должны удовлетворять диагностические признаки, являются большая относительная скорость изменения признака при переходе от бездефектного к дефектному состоянию, а также минимальные значения дисперсии признаков при условии значительного отличия их средних значений для различных состояний. В соответствии с этим информативность полученных диагностических признаков оцениваем по информационному критерию Фишера:

$$K_{\Phi} = \frac{[m(D/S_0) - m(D/S_1)]^2}{\sigma^2(D/S_0) + \sigma^2(D/S_1)},$$

где $m(\bullet)$ и $\sigma^2(\bullet)$ – соответственно математическое ожидание и дисперсия признака (D) для бездефектного (S_0) и дефектного (S_1) состояний объекта, и по относительному изменению математического ожидания признака для дефектного состояния:

$$Y = m(D/S_1)/m(D/S_0).$$

На рис. 1 приведены графики зависимости коэффициентов информативности Фишера, а на рис. 2 – графики зависимости относительных изменений средних значений признаков от значения параметра трещины ϑ .

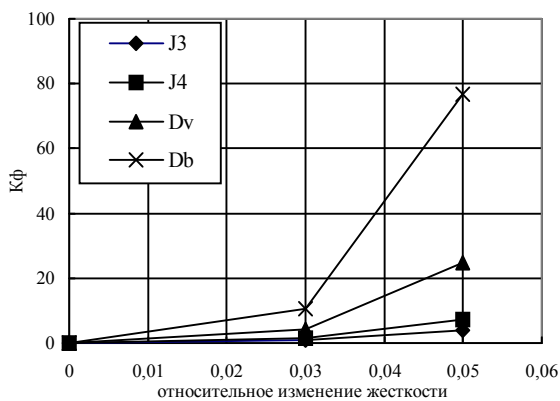


Рис. 1. Графики зависимости коэффициента K_{Φ} от значения относительного изменения жесткости θ

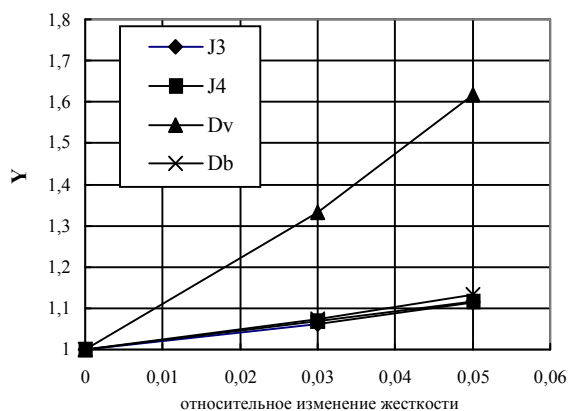


Рис. 2. Графики зависимости коэффициента Y от значения относительного изменения жесткости θ

Как видно из приведенных графиков, наибольшей информативностью по критерию Фишера обладает диагностический признак D_b , полученный в результате многомерного спектрального анализа (оценка модуля биспектра) виброакустического сигнала. Информативность коэффициентов импульсности J_3 и фона J_4 самая низкая среди анализируемых признаков. С увеличением параметра трещины ϑ значение коэффициента K_{Φ} возрастает.

Переход ОД от бездефектного состояния к дефектному и увеличение параметра дефекта в наибольшей степени отражаются в изменении среднего значения признака D_v , полученного на основании частотно-временного анализа виброакустического сигнала. Значения относительных изменений средних значений остальных признаков практически совпадают в рассматриваемом диапазоне изменения параметра ϑ .

Кроме рассмотренных критериев оценки информативности диагностических признаков, целесообразно оценить коэффициенты их вариаций, которые характеризуют стабильность признаков для каждого из рассматриваемых состояний ОД:

$$K_v = \sigma(D/S_i)/m(D/S_i).$$

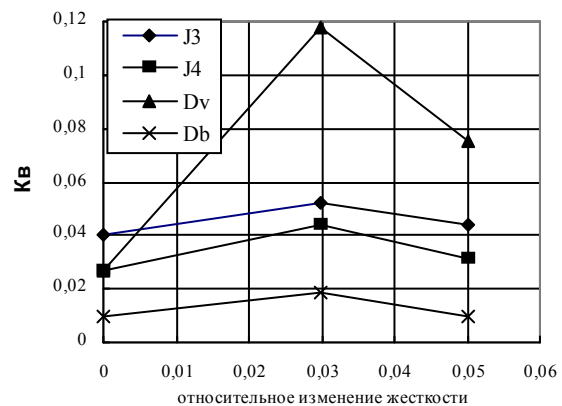


Рис. 3. Графики зависимости коэффициента K_v от значения относительного изменения жесткости θ

Графики зависимости коэффициентов K_B от состояния ОД и от значения параметра трещины ϑ для дефектного состояния приведены на рис. 3. Как видно из приведенных графиков, наиболее стабильным в рассматриваемом диапазоне значений ϑ является признак D_B . Наибольшие значения коэффициент вариации принимает для признака D_V при дефектном состоянии ОД, а стабильность признаков J_3 и J_4 находится в интервале достаточно близких значений.

Заключение

Проведена оценка информативности признаков трещинно-подобных повреждений, которые могут быть использованы для мониторинга состояния лопаток рабочих колес и диагностики их начальных повреждений на стационарных режимах функционирования ГТД.

Наибольшей информативностью обладает биспектральный признак D_B , который также является и наиболее стабильным среди анализируемых признаков. К достоинствам данного признака можно отнести и возможность проведения безошибочного распознавания состояния лопаток ГТД с использованием вероятностной нейронной сети в интервале малых значений параметра трещины $\vartheta = 0,005 \dots 0,1$ [5].

Использование остальных анализируемых в данной работе признаков трещины может быть целесообразным после предварительной обработки измеренных сигналов, например, в масштабно-временной области [3].

Литература

1. Шереметьев А.В. Анализ опыта эксплуатации зарубежных газотурбинных двигателей по

техническому состоянию // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – Х.: НАКУ „ХАІ”. – 2003. – Вип. 40/5. – С. 5 – 8.

2. Бурау Н.И. О новых направлениях в развитии виброакустических методов диагностики прочностных дефектов в лопатках газотурбинных двигателей // *Вибрации в технике и технологии*. – 2001. – № 4(20). – С. 45 – 48.

3. Бурау Н.И., Марчук П.И., Тяпченко А.Н. Анализ современных методов обработки акустический сигналов для их использования в задачах виброакустической диагностики // *Акустичний вісник*. – 2001. – № 4. – С. 3 – 10.

4. Бурау Н.И., Сопілка Ю.В. Виділення діагностичних ознак початкових міцнісних дефектів в елементах машин і механізмів // *Наукові вісті НТУУ “КПІ”*. – К.: НТУУ “КПІ”. – 2002. – № 5. – С. 54 – 58.

5. Бурау Н.И., Зажицкий А.В., Сопилка Ю.В. Распознавание состояния объекта виброакустической диагностики по результатам многомерного спектрального анализа // *Техническая диагностика и неразрушающий контроль*. – 2004. – № 2. – С. 3 – 8.

6. Карсев В.А., Максимов В.П., Сидоренко М.К. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1978. – 132 с.

7. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

Поступила в редакцию 10.05.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.Р. Игнатович, Национальный авиационный университет, Киев.

УДК 629.735(045)

А.Г. КУЧЕР, А.С. ЯКУШЕНКО, А.Ю. СУХОРУКОВ*Национальный авиационный университет, Украина*

ОПТИМИЗАЦИЯ МЕТОДА ОБУЧЕНИЯ НЕЙРОННОЙ СЕТИ ДЛЯ РАСПОЗНАВАНИЯ КЛАССА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГТД

В статье рассмотрены проблемы выбора метода обучения нейронной сети, оптимального с точки зрения стабильности работы, скорости обучения и качества распознавания класса технического состояния ГТД по параметрам его функционирования. Приведены результаты исследования различных методов.

диагностирование, техническое состояние, нейронные сети, обучение, математическое моделирование, газотурбинный двигатель

Введение

Одним из приоритетных направлений развития авиационной техники и, прежде всего, авиационных ГТД на протяжении последних десятилетий является повышение уровня контролепригодности, что, в первую очередь, характеризуется резким увеличением объемов регистрируемой информации. Это, с одной стороны, позволяет выполнять диагностирование с глубиной распознавания дефекта до узла, а, иногда, и глубже. С другой стороны наличие больших объемов информации значительно усложняет алгоритмы обработки информации, требует высокой квалификации эксперта, увеличивает время, необходимое на ее анализ и повышает вероятность ошибки. Это связано с общепринятым при диагностировании ГТД подходом, суть которого состоит в ручном или полуавтоматизированном анализе изменения значений диагностических параметров и их отклонений во времени.

1. Формулирование проблемы

Для уменьшения нагрузки эксперта, повышения качества и оперативности определения технического состояния ГТД необходимо выполнять предварительный автоматизированный анализ информации. Результатом такого анализа является классификация технического состояния (ТС) ГТД – отнесение двигателя к одному из классов (простейший случай – к дефектным или бездефектным двигателям). После

такой классификации эксперт должен проанализировать только отселектированные данные.

Перспективным направлением автоматизированного определения класса ТС ГТД является использование нейронных сетей. Одной из особенностей работы такой сети является необходимость ее обучения, в ходе которого происходит настройка параметров ее элементов (нейронов). В настоящее время разработано значительное число методов обучения, различающихся, с точки зрения пользователя, точностью обучения, объемом вычислений (временем обучения), устойчивостью получения результатов и требованиями, предъявляемыми к компьютеру. При этом отсутствуют рекомендации по выбору оптимального алгоритма. В виду этого метод выбора оптимального метода обучения нейронной сети является объектом этой работы.

2. Решение проблемы. Выбор алгоритма обучения нейронной сети

В качестве объекта исследований выбраны статические нейронные сети, которые учитывают только текущие значения параметров рабочего процесса ГТД. Для такой классификации наиболее часто используются так называемые LVQ-сети (Learning Vector Quantization) и сети с прямым распространением сигнала [1]. В работе [2] приведены характеристики качества распознавания класса технического состояния ГТД для LVQ-

сети. Из этих характеристик следует, что такие сети имеют неудовлетворительно высокий уровень ошибок даже для относительно простых входных данных. Это предопределяет необходимость использования нейронных сетей более сложной структуры – многослойных сетей с прямым распространением сигнала.

Для того, чтобы сеть начала работать, необходимо провести ее обучение. Для этого на вход сети подаются векторы диагностических параметров и с помощью одной из существующих процедур обучения параметры нейронов (весовые коэффициенты входов и сдвиги) изменяются таким образом, чтобы минимизировать разность между откликом сети (вектор, составленный из сигналов нейронов выходного слоя) и вектором целей обучения. Как вектор целей может использоваться, например, набор, составленный из нулей и единиц. В этом наборе положение единиц презентует номер класса, к которому принадлежит ГТД с параметрами текущего вектора входных данных. Учитывая, что для значительной части нейронов (с сигмоидальной функцией активации) выходной сигнал не превышает единицу, для кодирования номера класса ТС вместо единицы лучше использовать меньшее значение (например из диапазона 0,5 – 0,9).

В работе [2] как параметр адекватности сети входным данным предложено использовать величину процента ошибок распознавания Δ . В случае, если рассматривается возможность одновременного возникновения дефектов в двух, или более, узлах ГТД, как характеристика адекватности может быть использован процент грубых ошибок распознавания Δ_r , если неверно определены все дефекты или ГТД отнесен к классу бездефектных.

В работе [2] приведен пример создания LVQ-сети для распознавания технического состояния двигателя ПС-90А [3]. При этом использованы наборы данных, которые описывают случай, когда

классы технического состояния ГТД в пространстве признаков состояния (диагностических отклонений) довольно сильно разнесены, а функция (см. зависимость (2) в [2]) принята нормальной. Это обеспечивает малое представление данных по каждому классу на границах между классами. Более сложным для распознавания является случай, когда имеет место равномерный закон распределения и когда классы плотно граничат между собой.

Кроме того, использованные в работе [2] наборы представляют только основные классы ТС (основной класс описывает случай изменения функциональных характеристик только одного элемента проточной части). Для нормальной работы сеть должна быть в состоянии распознавать не только основные, но и, по крайней мере, вторичные классы, которые являются попарными комбинациями основных классов (двойные дефекты).

Для проведения исследований получены такие наборы данных. Метод получения соответствует приведенному в работе [2] с учетом сделанных в данной работе уточнений. Был получен учебный набор данных, в котором каждый класс представлен 20 точками. Первые 20 точек представляют бездефектный ГТД (1 класс), с 21 по 120 – первичные классы (деградация одного из узлов – внешний контур вентилятора (2 класс), компрессор высокого давления (3), камера сгорания (4), турбины высокого (5) и низкого давления (6)), с 121 по 320 – вторичные классы (комбинации первичных): комбинация классов 2 + 3 (7 класс), 2 + 4 (8), 2 + 5 (9), 2 + 6 (10), 3 + 4 (11), 3 + 5 (12), 3 + 6 (13), 4 + 5 (14), 4 + 6 (15), 5 + 6 (16). При расчете было принято, что $\overline{\Delta a_i^{\Gamma}} = 0,4$, диапазон $\overline{\Delta a_i^{\text{MIN}}} \dots \overline{\Delta a_i^{\text{MIN}}}$ для бездефектного двигателя составлял $-0,1 \dots \overline{\Delta a_i^{\Gamma}}$, для дефектных $\overline{\Delta a_i^{\Gamma}} \dots 1$. Полученный таким образом набор данных использован в дальнейшей работе.

Наиболее целесообразно с нашей точки зре-

ния начать построение сети с выбора алгоритма обучения. Наиболее известны следующие методы обучения сети: алгоритмы сопряженных градиентов: Флетчера-Ривса (сокращенное название CGF), Полака-Рибейры (CGP), Биеля-Пауэлла (CGB); квазиньютоновские алгоритмы: Левенберга-Марквардта (LM), Бройдена-Флетчера (BFG), Батитти (OSS); градиентный пороговый алгоритм обратного распространения ошибки (Rprop). Детальная характеристика этих методов приведена в [1].

В качестве тестовой использована сеть, имеющая 3 слоя: входной слой состоит из 7 нейронов, промежуточный из 11, выходной – 16 (по числу классов). Функция активации нейрона – гиперболический тангенс. Схема сети приведена на рис. 1. Учитывая, что на выходе сети стоят не персептроны, а нейроны, значение на выходе которых изменяется плавно, для формирования на выходе программы номера класса ТС, отклик сети подается на вход процедуры выбора наибольшего значения. Номер нейрона выходного слоя, имеющий наибольшее значение, соответствует номеру распознанного сетью класса.

Обучение сети проводилось при использовании представления точности обучения по критерию суммы квадратов отклонений целей обучения от отклика сети: sse – представление ошибки (Sum squared error).

Обучение сети по всем алгоритмам проводилось в течение одинакового промежутка времени (500 секунд). Процесс обучения был повторен несколько раз.

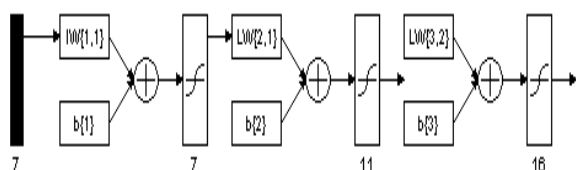


Рис. 1. Общая структура сети, использованной при выборе алгоритма обучения

При проведении обучения с использованием алгоритма BFG программное обеспечение в ряде попыток выдало предупреждение о возможной некорректности полученного результата. Это указывает на то, что алгоритм BFG нецелесообразно использовать для распознавания класса ТС.

Метод LM требует меньшего числа циклов обучения (в 100 – 1000 раз), но за временем их выполнения даже на компьютере, который имеет 400 мегабайт оперативной памяти (метод критичен к этому параметру), достигнутая ошибка распознавания достаточно высока. Кроме того, при выполнении ряда попыток (в двух из трех), было выявлено, что метод имеет склонность к "зависанию" при котором процесс обучения практически останавливается. Можно высказать предположение, что нестабильность работы указывает на чувствительность метода к начальному состоянию сети.

Для минимизации влияния начального состояния выполнена попытка объединения двух методов обучения – BFG и LM в один алгоритм. При этом обучение сети начиналось из алгоритма BFG и после частичного (предварительного) обучения окончательное обучение было выполнено по методу LM. Полученный комбинированный метод также проявил склонность к "зависанию" при выполнении метода LM и довольно высоком уровне ошибок распознавания в случае удачного проведения обучения.

Для каждого алгоритма после удачного окончания обучения проведено распознавание обученной сетью учебного набора. На базе сравнения полученного отклика сети (номера класса ТС) с заданными значениями определено наличие ошибки (код 0 – для случая частичного распознавания класса и 0,5 – для грубой ошибки).

На рис. 2 приведены характеристики процесса обучения сети и результаты распознавания учебного набора данных при использовании рассмотренных методов обучения.

Как видно из рис. 2, с точки зрения точности обучения (минимальные значения параметров Δ и Δ^r) наилучшие показатели имеет метод Rprop, по которому и будет проведена дальнейшая работа. Кроме того, следует выделить метод CGP, показавший стабильную работу. Данный метод позволяет также проводить многоэтапное прерывистое обучение, обеспечивая продолжение обучения с места, на котором оно было прервано. Данное свойство особенно важно для определения переучивания сети. На рис. 3 приведены параметры точности обучения сети по методам Rprop и CGP до и после прерывания на 20 цикле обучения. Из приведенных данных видно, что метод Rprop после остановки начинает обучение сети заново, тогда как CGP продолжает обучение.

Для проверки надежности работы алгоритма CGP было проведено обучение сети с 20 нейронами в промежуточном слое. Ход обучения и результаты распознавания учебных данных приведены на рис. 4 – 5. Как можно видеть, выбранный алгоритм работает устойчиво и обеспечивает высокую точность распознавания учебного набора данных ($\Delta = 6,5\%$, $\Delta^r = 5\%$). При этом сеть продолжала обучаться до последнего цикла обучения. Это означает, что, в случае необходимости, путем увеличения времени обучения можно повысить точность распознавания. В этом случае момент прерывания обучения необходимо определять по возникновению эффекта переобучения сети [1].

В заключение проведено обучение сети при использовании критерия среднего значения отклонений целей обучения от отклика: *mae*-представление ошибки (Mean absolute error). В результате использования критерия не удалось получить сеть, адекватно описывающую исходные данные.

В представленной работе постановка задачи выбора оптимального с точки зрения качества классификации ТС ГТД метода обучения сети и разработан метод решения поставленной задачи. Проведено опробование предложенных методов.

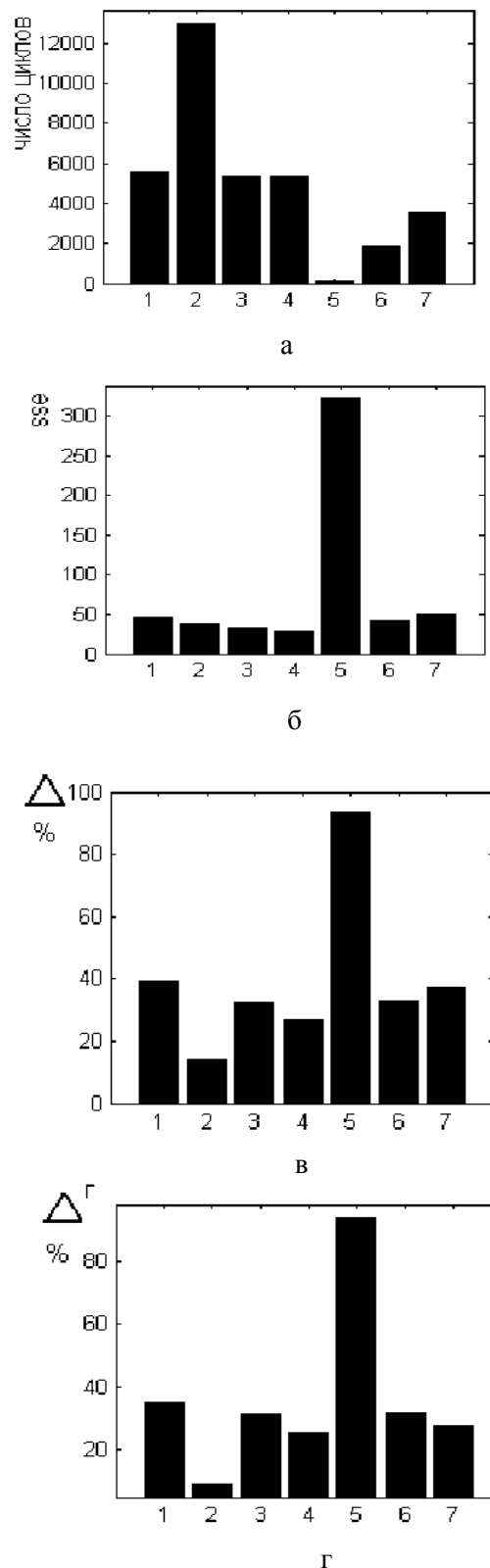


Рис. 2. Характеристики процесса обучения сети и результаты распознавание учебного набора данных при использовании алгоритмов: 1 – CGF, 2 – Rprop, 3 – CGP, 4 – CGB, 5 – LM, 6 – BFG, 7 – OSS, а – число циклов обучения; б – параметр точности обучения sse; в – процент ошибок распознавания; г – процент грубых ошибок распознавания

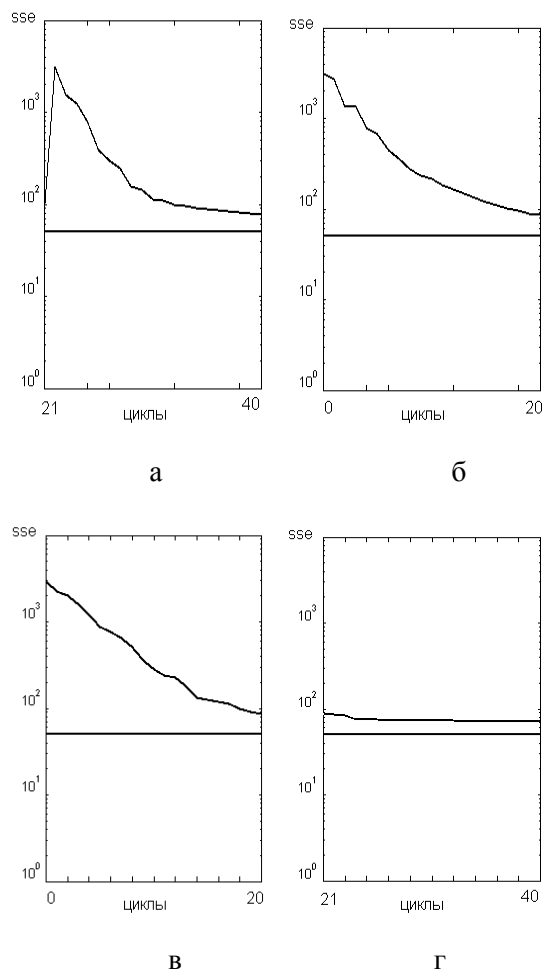


Рис. 3. Изменение параметра sse для метода Rprop (а, б) и CGP (в, г) при прерывании процесса обучения на 20 цикле

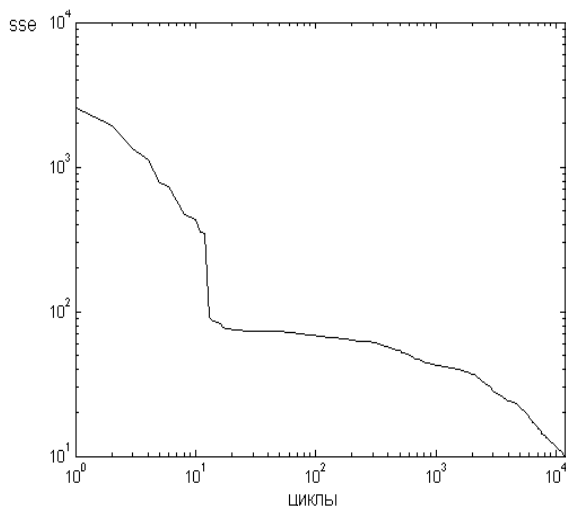


Рис. 4. Ход процесса обучения (зависимость параметра точности обучения sse от числа циклов) при использовании алгоритма обучения CGP после выполнения 12 000 циклов

Заключение

Представленный алгоритм обеспечивает выбор оптимального метода обучения нейронной сети распознаванию класса технического состояния двигателя. Для окончательного формирования архитектуры нейронной сети необходимо провести следующие исследования: выбор типа нейронов каждого слоя; определение количества слоев; окончательное обучение сети с учетом возможности эффекта переобучения сети.

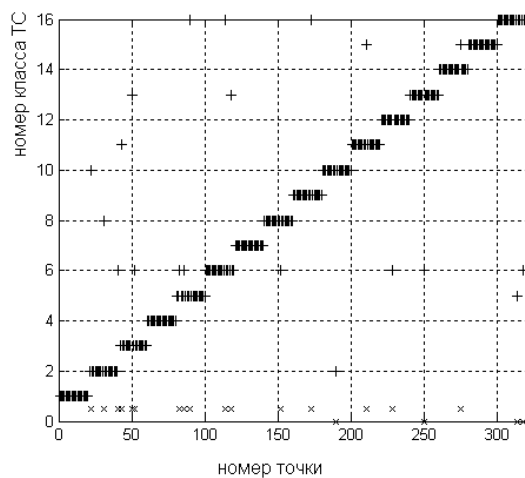


Рис. 5. Результаты распознавания учебного набора (рис.3, б) при использовании алгоритма обучения CGP после выполнения 12 000 циклов

Литература

1. Медведев В.С., Потемкин В.Г. Нейронные сети. Matlab 6 / Под общ. ред. В.Г. Потемкина. – М.: ДИАЛОГ-МИФИ, 2002. – 496 с.
2. Кучер О.Г., Якушенко О.С., Сухоруков В.Ю. Розпізнавання технічного стану авіаційних ГТД з використанням нейронних мереж // Запоріжжя: ЗНТУ, ХАІ, Мотор-Січ. – № 1. – 2002. – С. 101 – 106.
3. Двигатель ПС-90А. Руководство по технической эксплуатации. В 3-х книгах. – Пермь: ПНПО "Авиадвигатель", 1990.

Поступила в редакцию 31.05.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.Р. Игнатович, Национальный авиационный университет, Киев.

УДК 621.436

К.Е. ДОЛГАНОВ, А.А. ЛИСОВАЛ, М.И. ГУМЕНЧУК

Национальный транспортный университет, Украина

УЛУЧШЕНИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ НАДДУВА

Рассмотрена возможность улучшения внешней скоростной характеристики автобусного дизеля СМД-31А.15 в области низких частот вращения коленчатого вала путем автоматического регулирования давления наддува.

дизель, газотурбинный наддув, скоростная характеристика, регулирование наддува

Введение

В ВАТ «ГСКБД» (Харьков) в 2000 – 2002 гг. разработан 6-цилиндровый дизель СМД-31А.15 с газотурбинным наддувом для установки на городские автобусы большого класса ЛАЗ-52523 и ЛАЗ-52527 вместо импортных дизелей [1]. Он разработан на базе комбайнового дизеля СМД-31. Известно, что дизели тракторов и комбайнов работают в основном на номинальном скоростном режиме с нечастыми выходами на режим максимального крутящего момента при перегрузках. Систему газотурбинного наддува для этих дизелей рассчитывают на получение наилучших показателей на этих режимах. Автомобильные же дизели, в том числе автобусные, работают по внешней скоростной характеристике в более широком интервале частот вращения, начиная от $900 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$, так как разгоны дизеля при трогании автомобиля с места и после переключения передач начинаются от минимальной частоты вращения обычно с выходом на внешнюю скоростную характеристику при низких частотах вращения. Для обеспечения хорошей динамичности автомобиля надо, чтобы на этих режимах крутящий момент был достаточно большим при хорошей топливной экономичности, а дымность отработавших газов (ОГ) не превышала допустимых пределов. Но и на номинальном режиме и на режиме максимального крутящего момента тоже должны быть хорошие показатели дизеля.

Решить эту задачу можно применением регулируемого давления наддува.

1. Цель исследования

Определить возможность получения желаемой формы внешней скоростной характеристики автобусного дизеля СМД-31А.15 в области низких частот вращения применением автоматического регулирования давления наддува.

2. Метод исследования

Натурные исследования на дизеле связаны с выполнением большого объема трудоемких и дорогостоящих работ, что в нынешних условиях трудно осуществить. Поэтому исследование проведено на динамической математической модели системы автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) дизеля, разработанной на кафедре «Двигатели и теплотехника» Национального транспортного университета (НТУ, Киев) [2].

3. Особенности математической модели

В САРЧ дизеля СМД-31А.15 входят такие звенья: дизель, как регулируемый объект, топливный насос высокого давления (ТНВД), механический регулятор частоты вращения, турбокомпрессор, впускной и выпускной коллекторы, охладитель наддувочного воздуха. В математическую модель этой САРЧ входят дифференциальные уравнения

движения инерционных звеньев: самого дизеля, регулятора частоты вращения, турбокомпрессора, впускного и выпускного коллекторов. ТНВД вместе с форсунками и соединяющими их трубками, а также охладитель наддувочного воздуха рассматриваются как безынерционные звенья.

В правые части дифференциальных уравнений, записанных в нормальной форме, входят алгебраические уравнения, которыми аппроксимированы статические характеристики соответствующих звеньев САРЧ, исходя из квазистатического представления о том, что в переходных процессах эти уравнения остаются справедливыми.

Основной регулируемый параметр – частота вращения коленчатого вала. Но кроме этого рассчитываются многие другие показатели работы дизеля на установившихся режимах и в переходных процессах. Для расчета переходных процессов система перечисленных выше дифференциальных уравнений интегрируется на ЭВМ численным методом Рунге-Кутты.

Перед началом расчетов переходных процессов на этой же модели рассчитываются внешняя и несколько частичных скоростных характеристик для проверки правильности принятых исходных данных и в случае необходимости корректирования их.

4. Способ регулирования газотурбинного наддува

Известно много способов регулирования давления наддува. Одним из наиболее эффективных считается изменение пропускной способности турбины, т.е. изменение эффективности площади проходного сечения впускных каналов турбины [3].

Он основывается на том, что расход ОГ через турбину зависит от расхода воздуха дизелем, поэтому при уменьшении проходного сечения турбины расход ОГ через нее не должен изменяться, а это возможно, если увеличится скорость ОГ в турбине. Массовый расход ОГ через турбину рав-

няется (кг/с):

$$G_{ог} = \mu F_T C_T \rho_T, \quad (1)$$

где μ – коэффициент расхода турбины;

F_T – геометрическая площадь проходного сечения турбины, m^2 ;

μF_T – пропускная способность турбины;

C_T – скорость ОГ на выходе из турбины, м/с;

ρ_T – плотность ОГ на выходе из турбины, kg/m^3 .

Из уравнения (1) получаем (м/с):

$$C_T = G_{ог} / (\mu F_T \cdot \rho_T). \quad (2)$$

Из уравнения (2) видно, что при постоянном значении расхода $G_{ог}$ уменьшение μF_T приведет к росту скорости C_T . Если принять, что ОГ в турбине расширяются адиабатно, то скорость C_T опишется известным уравнением (м/с):

$$C_T = \sqrt{k/(k-1) \cdot R_{ог} T_{тг} \left[1 - (p_T / p_{тг})^{(k-1)/k} \right]}, \quad (3)$$

где k – показатель адиабаты ОГ;

$R_{ог}$ – газовая постоянная, Дж/(кг·К);

$T_{тг}$ – температура отработавших газов на входе в турбину;

$p_{тг}$, p_T – давления отработавших газов на входе в турбину и на выходе из нее, Па.

Из уравнения (3) видно, что скорость C_T зависит от отношения давлений $p_T / p_{тг}$: чем больше давление $p_{тг}$, тем меньше значение этого отношения, и тем больше скорость C_T .

При увеличении скорости C_T возрастает кинетическая энергия отработавших газов, которые поступают на лопатки турбины, возрастают крутящий момент турбины и частота вращения вала турбокомпрессора и соответственно увеличивается давление p_k наддува..

Уравнение (3) справедливо, если отношение $p_r / p_{тг}$ больше критического значения для данного газа

$$(p_r / p_{тг})_{кр} = (2 / (k + 1))^{k / (k - 1)}. \quad (4)$$

Для ОГ двигателей внутреннего сгорания $k = 1,34$ и критическое значение отношения (4) равно

$$(p_r / p_{тг})_{кр} = 0,54. \quad (5)$$

Если $p_r / p_{тг} < 0,54$, то скорость ОГ достигает критического значения и вычисляется по формуле

$$\begin{aligned} C_{гкр} &= \sqrt{2k / (k + 1) p_{тг} / \rho_{тг}} = \\ &= \sqrt{2k / (k + 1) R_{ог} T_{тг}}. \end{aligned} \quad (6)$$

Критическое значение скорости $C_{гкр}$ не зависит от отношения $p_r / p_{тг}$. В этом случае регулировать давление наддува изменением μF_T нельзя.

5. Результаты исследования

Сравнивались расчетные внешние скоростные характеристики дизеля СМД-31А.15, отрегулированного на мощность 185 кВт при 2000 мин⁻¹, без регулирования наддува и с регулированием. Регулирование осуществлялось в пределах частот вращения 1 000 ... 1 600 мин⁻¹. Оно имитировалось введением в математическую модель соответствующих уравнений таким образом, чтобы в указанном интервале частот вращения μF_T возрастало с ростом частоты вращения. Было принято, что ТНВД дизеля оборудован положительным и отрицательным механическим корректорами топливоподачи.

На рис. 1 показана скоростная характеристика ТНВД, рассчитанная на математической модели. На нем обозначено: h_H , z – осевые координаты рейки ТНВД и муфты регулятора; $q_{ц}$ – цикловая подача топлива; n_d – частота вращения коленчатого вала; 1 и 2 – участки, на которых действуют соответ-

ственно отрицательный и положительный корректоры топливоподачи; 3 – внешняя регуляторная ветвь. Изменение давления наддува не влияет на характеристику ТНВД, поэтому она в обоих вариантах расчетов одинаковая.

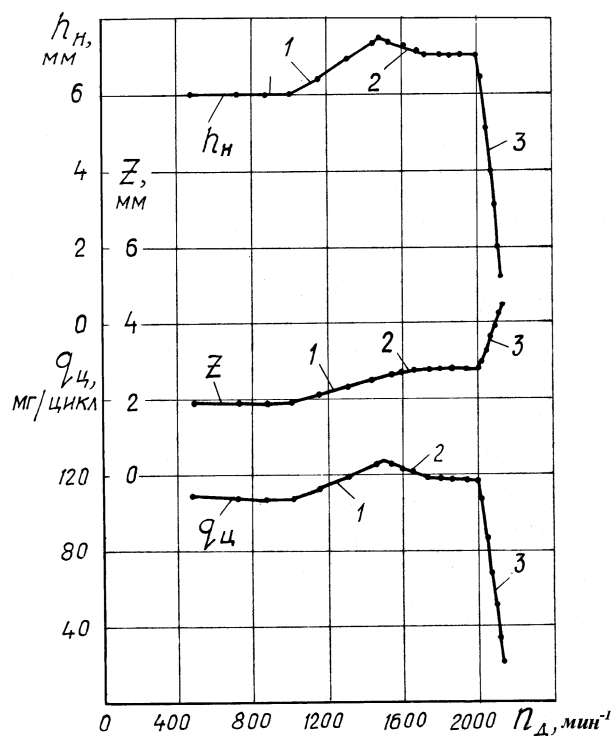


Рис. 1. Скоростная характеристика ТНВД, установленного на дизель СМД-31А.15, рассчитанная на математической модели

На рис. 2 показаны расчетные скоростные характеристики дизеля: сплошными линиями без регулирования, а штриховыми с регулированием наддува. На нем обозначено: N_e , M_e , g_e – эффективные мощность, крутящий момент и удельный расход топлива; G_T – часовой расход топлива; $p_{к2}$ – давление наддува после охладителя воздуха; α – коэффициент избытка воздуха; $K_{доп}$, K – гранично допустимая дымность ОГ по ГОСТ 17.2.2.01-84 [4] и фактическая.

Видно, что без регулирования давления наддува пропускная способность μF_T турбины незначительно возрастает с ростом частоты вращения, а при

регулировании наддува в области $n_d < 1600 \text{ мин}^{-1}$ она быстро уменьшается по мере снижения частоты вращения. При $n_d = 1000 \text{ мин}^{-1}$ без регулирования наддува $\mu F_T = 0,84 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, а с регулированием $0,74 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$. Такое изменение μF_T заметно повлияло на давление наддува p_{k2} в интервале частот вращения $1000 \dots 1600 \text{ мин}^{-1}$.

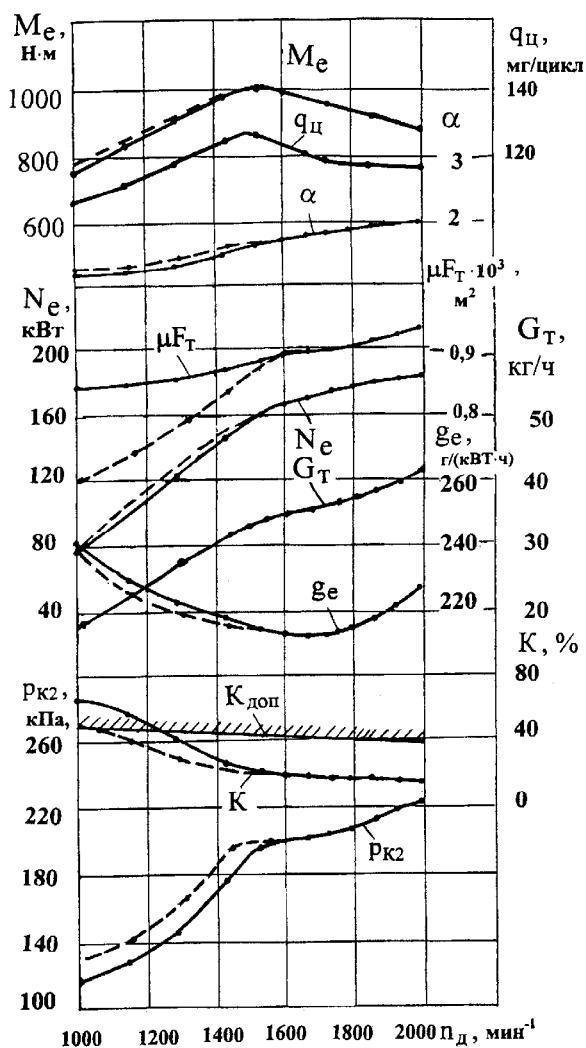


Рис. 2. Расчётная внешняя скоростная характеристика дизеля СМД-31А.15

Без регулирования наддува это давление при $n_d > 1550 \text{ мин}^{-1}$ постепенно возрастает с ростом частоты вращения, а при $n_d < 1550 \text{ мин}^{-1}$ быстро уменьшается по мере снижения частоты вращения. Как раз в этой области частот вращения действует

отрицательный корректор топливоподачи. Дымность ОГ при $n_d < 1250 \text{ мин}^{-1}$ выходит за пределы допустимых значений.

При регулировании давления наддува характер изменения давления p_{k2} остается такой же, но быстрое падение давления p_{k2} при снижении частоты вращения начинается не при 1550 мин^{-1} , а при 1450 мин^{-1} .

В результате при низких частотах вращения увеличивается коэффициент избытка воздуха и дымность ОГ начинает превышать допустимую только при $n_d < 1000 \text{ мин}^{-1}$, т.е. в нерабочей области скоростей характеристики. Становится меньше удельный расход топлива g_e и несколько повышается крутящий момент M_e .

Рассмотрим фрагмент скоростной характеристики, показанной на рис. 3. На нем такие новые обозначения: G_B — часовой расход воздуха дизелем; n_{TK} — частота вращения вала турбокомпрессора; η_e — эффективный КПД дизеля.

В результате уменьшения μF_T в зоне частот вращения $n_d < 1600 \text{ мин}^{-1}$ повысилось давление p_{TT} , уменьшилось отношение p_T / p_{TT} . Последнее, как видно из уравнения (3), приводит к увеличению скорости ОГ, поступающих в турбину, и росту частоты вращения n_{TK} вала турбокомпрессора. Благодаря этому повышается давление наддува p_{k2} (см. рис. 2) и увеличивается расход воздуха G_B . На участке регулирования μF_T отношение p_T / p_{TT} выше критического, а на участке $n_d > 1600 \text{ мин}^{-1}$ оно ниже критического.

Следует отметить, что повышение давления p_{TT} может привести к увеличению потерь на совершение газообмена в дизеле. Эти потери характеризуются отношением давления p_{k1} на выходе из ком-

прессора (перед охладителем воздуха) к давлению p_{Tr} на входе в турбину. В рассматриваемом примере это отношение в области регулирования давления наддува практически не изменилось.

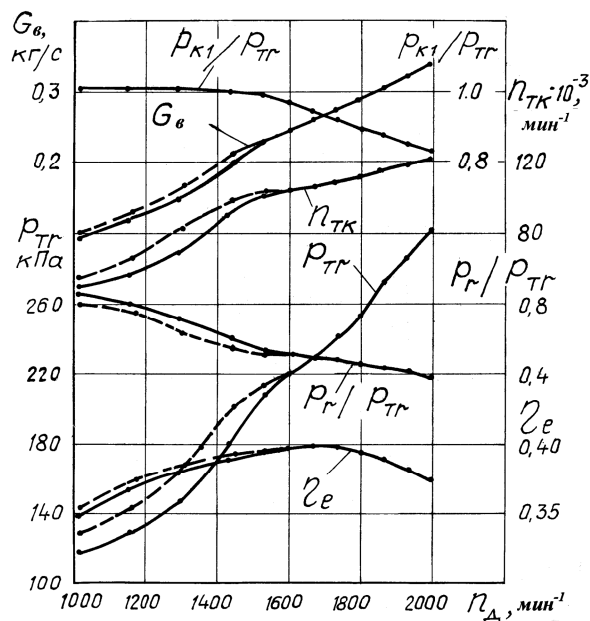


Рис. 3. Фрагмент скоростной характеристики дизеля СМД-31А.15

По сведениям из последних публикаций зарубежные фирмы начали уделять большое внимание автоматическому регулированию газотурбинного наддува изменением проходного сечения соплового аппарата турбины турбокомпрессора (изменением геометрии на входе в турбину), что позволяет регулировать давление наддува в широком диапазоне частот вращения. Но задача эта не простая, требуется надежные и недорогие конструкции. Работы в этом направлении нужно считать перспективными.

Заключение

Автоматическим регулированием газотурбинного наддува дизеля СМД-31А.15 в интервале частот вращения $1000 \dots 1600 \text{ мин}^{-1}$ можно существенно уменьшить дымность ОГ на этом участке скоростной характеристики при незначительном увеличении крутящего момента и небольшом уменьшении удельного расхода топлива.

Литература

1. Харківські дизелі СМД на IX Міжнародному автосалоні МАС'2001 (SIA'2001) / О.П. Строков, В.І. Биков, К.Є. Долганов, А.А. Лісовал // Автошляховик України. – 2001. – № 3. – С. 15 – 17.
2. Алгоритм расчета на ЭВМ переходных процессов в САРЧ автотракторных дизелей с газотурбинным наддувом / К.Е. Долганов, А.Ф. Головчук, З.И. Краснокутская. – К.: Киевский автомобильно-дорожный институт, 1991. – 70 с. (Деп. в ГНТБ Украины 16.10.91, № 1369. – Ук 91).
3. Шеховцов А.Ф. Компьютерные системы управления ДВС. – Х.: ХГПУ, 1995. – 256 с.
4. ГОСТ 17.2.2.01-84. Охрана природы. Атмосфера. Дизели автомобильные. Дымность и методы измерений. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 12 с.

Поступила в редакцию 30.04.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.П. Сахно, Национальный транспортный университет, Киев.

UDC 621.43.004.62

I. LOBODA*National Polytechnic Institute, Mexico***TRUSTWORTHINESS PROBLEM OF GAS TURBINE
PARAMETRIC DIAGNOSING**

In the paper, different gas turbine parametric diagnosing methods are analyzed on the base of trustworthiness criteria. The nonlinear gaspath thermodynamic models, random number generators, and real registration data are used for methods adjustment and verification. The achieved trustworthiness level is sufficient to recommend the examined methods for realization in automated diagnosing systems.

gas turbines, diagnosis, controllability, accuracy, classification, mathematical models, stochastic modelling, identification

Introduction

Modern gas turbine engines represent powerful and efficient sources of mechanical energy for numerous industry branches and transport objects. For a gas turbine which is considered as a complex and expensive system, there is a tremendous benefit of extending the time between overhauls and reducing the probability of a failure in the field. Key factor to the useful life extending is the capability to extract information to produce accurate diagnostics and prognostics about the system state.

The algorithms of gas turbine failure detection which analyze registered gaspath parameters (pressure, temperatures and consumptions of the gas flow, rotation speeds, fuel consumption, and any others) may be considered as principal algorithms of the automated diagnosing system. Besides the gaspath failures, for example, gradually developed compressor blade contamination, aerodynamic surfaces distortion, and seal wear, control system and measurement system malfunctions can be also detected analyzing gaspath parameters.

To produce the final diagnosing decision the raw measurement data are subjected to a complex mathematical treatment and a lot of negative factors

affect the resulting trustworthiness. That is why the total diagnosing system effectiveness principally depends on its trustworthiness characteristics and this is a reason to carry out the investigations in this direction. Considerable benefits may be reached from such studies especially if this work precedes the diagnosing system maintenance stage.

1. Models applied

Mathematical models of different types are widely used in diagnosing process due to an infrequent display of gas turbine failures, high cost of physical failure modelling, and other causes. The following types of diagnostic gaspath models were used in the fulfilled investigations: nonlinear and linear static and nonlinear dynamic models.

Static multi-regime nonlinear thermodynamic model can be presented by the common expression

$\vec{Y} = F(\vec{\Theta}, \vec{U})$, where the vector $\vec{Y}$ of gaspath parameters depends on the vector of engine regime and atmospheric conditions $\vec{U}$ and the vector of state parameters $\vec{\Theta}$ used for describing the engine failures. Gas turbine component performance parameters

The paper was firstly presented in the 5th IFAC Symposium on Fault detection, Supervision and Safety of Technical Processes "Safeprocess-2003", Washington, D.C., June 9 – 11, 2003.

ters are chosen as the state parameters; these performance parameters are able to displace component performances and simulate the failures by this mode. The nonlinear model parameters $\vec{Y}$ are computed numerically as a solution of the system of algebraic equations reflecting the conditions of the components combined work on steady-state regimes.

The linear model $\delta \vec{Y} = H \delta \vec{\Theta}$ connects the small relative deviations $\delta \vec{\Theta}$ of state parameters with the relative deviations $\delta \vec{Y}$ of gaspath parameters by means of the matrix of influence coefficients H on a constant chosen operational regime.

A modification of the static model equations to the conditions of transient regimes permits to form a dynamic model $\vec{Y} = F[U(t), \vec{\Theta}, t]$, where the vector of regime and atmospheric conditions $\vec{U}(t)$, in contrast to the static model, is given as a function of time, and a separate influence of the time variable t is explained by an inertia nature of gas turbine dynamic processes.

Let us consider that the models adequately describe the object, the model generated values $\vec{Y}$ differ from the measured ones $\vec{Y}^*$ due to the random measurement errors $\vec{\varepsilon}$ only, and $\vec{Y}^* = \vec{Y} + \vec{\varepsilon}$.

The models may be fitted to real data by means of identification procedures which look for the state parameter estimations $\hat{\vec{\Theta}} = \arg \min \left\| \vec{Y}^* - \vec{Y} \right\|$ minimizing the error level and carrying the diagnostic information of engine current state.

2. Diagnosing method groups

It is supposed in the pattern recognition theory that an object may belong to one of q determined beforehand

classes $D_1, D_2, \dots, D_q$ only. Various types of gas turbine classifications exists; in this paper a class is determined as a failures totality of corresponding engine component.

Let us name the space $\vec{Z}$ in which the classes are formed and the diagnosing decision is taken as a diagnostic space. Depending on a type of the diagnostic space, numerous failure detection methods may be united into two main groups.

Methods of the group 1 [for example, 1]. The diagnostic space is congruent with the space of measured parameter deviations: $\vec{Z} \equiv \delta \vec{Y}$. For methods of this group there is a theoretical possibility to form the classification on real data and eliminate the models (and their inaccuracy) from the diagnosing process that promises a significant engine controllability growth. On the other hand, the available real information generally is not sufficient and the models are involved in the class formation. Additionally, rigid class boundaries make difficulties for the diagnosing of complex gaspath multi-component degradation which often occurs in practice.

Methods of the group 2 [2–4]. The total diagnosing process is divided into two steps. Primarily, to simplify the diagnosing the estimations of state parameters $\hat{\vec{\Theta}}$ are calculated by any identification procedure. Secondly, a diagnosing decision is taken in the diagnostic space of state parameters: $\vec{Z} \equiv \vec{\Theta}$. This step is considerably simplified here because every state parameter indicates failure locality and development.

Advantages and disadvantages of the methods of each group depend on various factors (type of engine, life cycle stage, presence of prototypes, presence of accurate models etc.) and, generally, it is impossible to choose the more perspective method group. That is why trustworthiness indices were introduced and analyzed for both groups. For methods of the group 1 the indices are formed as average probabilities of correct/incorrect class recognition and for the group 2 these indices pre-

sent the accuracy characteristics achieved on the gas-path parameters $\vec{Y}$ and the state parameters $\vec{\Theta}$ after the model identification.

The necessary software of the diagnostic models, identification procedures, and trustworthiness calculation algorithms was developed for the modern gas turbine power plant for natural gas pump units.

3. Probabilistic indices of trustworthiness

In the general form every class D_j is described in the region Ω_j^* of the chosen diagnostic space $\vec{Z}$ by the probability density function $f(\vec{Z}^*/D_j)$ of measured parameters. To determine the functions $f(\vec{Z}^*/D_j)$, $j=1 \div q$, the following assumptions were taken: 1) linear model adequacy, 2) uniform distribution $f(\vec{Z}/D_j)$ of the model values $\vec{Z}$, 3) normal distribution $f(\vec{Z}^*/\vec{Z})$ of the errors.

For the current measurement vector $\vec{Z}^*$ the conditional posteriori probabilities $P(D_j/\vec{Z}^*)$, $j=1-q$ are calculated according to the Bayes formula:

$$P(D_j/\vec{Z}^*) = \frac{f(\vec{Z}^*/D_j)P(D_j)}{\sum_{l=1}^q f(\vec{Z}^*/D_l)P(D_l)}, \quad (1)$$

where $P(D_j)$ is a priori probability of the class D_j .

The set of the found probabilities $P(D_j/\vec{Z}^*)$, $j=1-q$, determines the trustworthiness of the diagnosing decision for one current measure only. Necessary characteristics of average trustworthiness, which are not connected with current measure, are calculated by means of statistical simulation of the measurements for

every class, calculation of the probabilities (1), and their averaging.

The software RAPID [5] was elaborated for computing such probabilistic indices. One variant of the indices is presented in the table 1. The classification includes here the following component based classes: C – gas-generator compressor, CC – combustion chamber, T – gas-generator turbine, and PT – power turbine. Every element P_{Djl} of the presented matrix signifies an average probability of the diagnosis D_j for measurements of the class D_l . The diagonal elements form the vector of correct diagnosis probabilities

$\vec{P}_{TD}$ y represent indices of distinguishing possibilities of gaspath classes, and parameter $\overline{P}_{TD}$ formed as a mean number of these elements characterizes the total controllability of the engine with its measurement system.

A lot of calculations were fulfilled on the program RAPID to analyze numeric influence of factors that affect on the gas diagnosing trustworthiness. The list of these factors includes 1) measurement system structure, 2) measured parameters accuracy, 3) diagnosing regimes number and structure, 4) classification structure and type, 5) methodological errors, and any others.

The measured parameter faults were classified too and the measurement system controllability was estimated by the software RAPID. On base of the criterion

$\overline{P}_{TD}$ the analyzed power plant was also compared with engines of other types. The ways of measurement system optimization were established and practical recommendations to the power plant manufacturer were suggested.

However, the described approach that uses class description by the probability density functions is not without its difficulties: simple type classes based on the linear model and ordinary theoretical parameter distributions may be realized only. That is why a new approach is developed.

Table 1
Probabilistic indices

Diagnosis probabilities P_{Djl}				
Diagnosis D_j	Classes D_l			
	C	CC	T	PT
C	0,7597	0,0587	0,0940	0,0852
CC	0,0522	0,8241	0,0870	0,0195
T	0,0977	0,0973	0,8011	0,0135
PT	0,0904	0,0200	0,0179	0,8817
Correct diagnosis probabilities				
	0,7597	0,8241	0,8011	0,8817
Average probability 0,8167				

4. Probabilistic indices: new approach

It is suggested describing the classes in the form of arrays of measured parameters (samples of measurement points) and applying the nonlinear model for failure development simulating. This approach to the trustworthiness problem permits forming the classes of any complex type including real classes constructed without model help. The computation algorithm incorporates the following items.

1) The trajectories of failure developments in the diagnostic space $\vec{Z}$ are calculated for every class using the nonlinear model.

2) The reference samples Zd_j^* are formed by the calculation of the diagnostic parameters

$$Zd_{jt}^*, \quad j=1 \div q, \quad t=1 \div Td \quad (2)$$

in Td points for every class D_j with usage of random number generators and the failure trajectories. In the fig. 1 four classes are shown as the samples Zd_j^* . Class intersections and a requirement in recognition techniques can be noted.

3) The measurements

$$Zt_{lt}^*, \quad l=1 \div q, \quad t=1 \div Tt \quad (3)$$

of the testing samples Zt_l^* , $l=1 \div q$ are generated by the same mode as in the item 2.

4) The criterion Δ is introduced of closeness of the current measurement point $\vec{Z}^*$ and the failure class D_j presented by its reference sample. For every point of testing samples (3) and every reference sample Zd_j^* the criterion Δ is calculated and the nearest class is selected.

5) The trustworthiness indices P_D , $\vec{P}_{TD}$, and $\overline{P}_{TD}$ mentioned above are formed by the averaging diagnostic decisions of the item 4.

Before the new approach practical usage, two tasks had to be solved: guaranteeing necessary accuracy of statistical simulation and selecting the best closeness criterion.

As a result of the calculations fulfilled it was established that the numbers $Td = 1\,000$ and $Tt = 1\,000$ of simulated points are sufficient and provide the necessary practical accuracy about 1% of the average

probability $\overline{P}_{TD}$. The needed computing time of about 40 min (Pentium IV, 1.7 GHz) can be considered as acceptable.

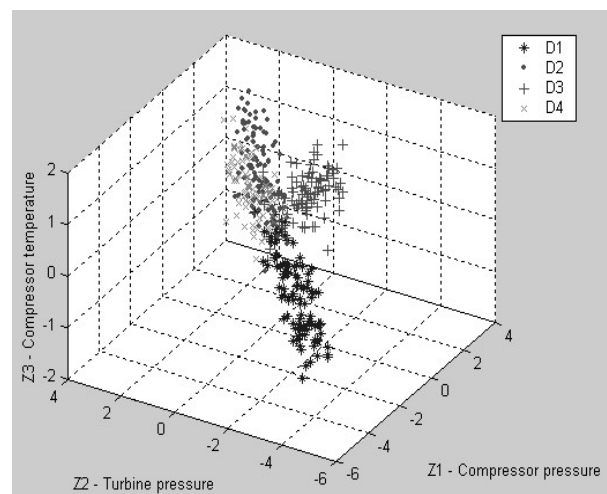


Fig. 1. Reference samples

Five criteria Δ were chosen for a comparison:

– criterion 1 – mean inverse distance $M(1/R_i)$ between a testing sample point and the reference points;

– criterion 2 – mean inverse quadratic distance $M(1/R_i^2)$ between a testing point and the reference points;

– criterion 3 – mean distance $M(R_i)$ between a testing point and the reference points;

– criterion 4 – distance between a testing point and the class trajectory;

– criterion 5 – distance between a testing point and the gravity center of a reference sample.

The resulting indices P_{TDj} and $\bar{P}_{TD}$ for the compared criteria are presented in the table 2; the classification variant incorporates nine gas turbine classes (two classes for every already mentioned components and one more for the inlet device). It can be seen according to the index $\bar{P}_{TD}$ that the criteria 3 and 5 provide the worst controllability. The criterion 4 looks as the best, but it is rather a theoretical criterion since in real class type the trajectory is not known. Change of the distance measure from $1/R_i$ (criterion 1) to $1/R_i^2$ (criterion 2) leads to better distinguishability of every class. Thus, the criterion 2 is selected as more perspective.

Table 2

Criteria comparison

Criteria	Correct diagnosis probabilities P_{TDj}									$\bar{P}_{TD}$
	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	D_9	
1	,654	,718	,765	,529	,739	,989	,755	,762	,746	,739
2	,740	,758	,792	,614	,788	,981	,788	,778	,778	,780
3	,543	,506	,711	,441	,644	,998	,708	,733	,684	,663
4	,891	,728	,896	,796	,889	,466	,869	,817	,839	,799
5	,643	,284	,757	,568	,656	,984	,732	,774	,558	,662

This approach related with class presentation by the reference samples promises interesting results. The model linearization effect and the influence of the diagnosing regime structure are investigated

now. The next step will be to explore all possible remaining directions of diagnosing system optimization with model based and empiric classifications.

5. Group 1 algorithm

With usage of the described probabilistic criteria, the algorithm on the base of Bayes formula was chosen and tuned up optimally for the real power plant diagnosing system. Special diagnostic testing of the power plant with physical modeling of four gaspath failures was organized to adjust finally the algorithm. Repeated testing had demonstrated the successful detecting all failures by the trained algorithm.

The fig. 2 reflects the algorithm maintenance work. The complex index R of the compressor fouling probability and development is shown versus the power plant total work t ; the compressor cleaning corresponds here to the point $t = 7980$. It can be concluded that the algorithm correctly reflects the fouling development and cleaning results.

6. Group 2: static model identification

An identification algorithm is a principal part of any method of the group 2 and the identification procedure of the nonlinear static model was developed and verified on simulated and real data.

Any exact analytic solution for the identification estimations $\hat{\Theta}$ does not exist due to model nonlinearity, and numeric iteration procedure is applied.

For the iteration $n + 1$ the solution may be written as the sum

$$\vec{\Theta}^{n+1} = \vec{\Theta}^n + \Delta \vec{\Theta}^n, \quad (4)$$

where the current correction $\Delta \vec{\Theta}^n$ presents a regularized solution of the linear system

$$C(\vec{\Theta}^n) \Delta \vec{\Theta}^n = V(\vec{\Theta}^n). \quad (5)$$

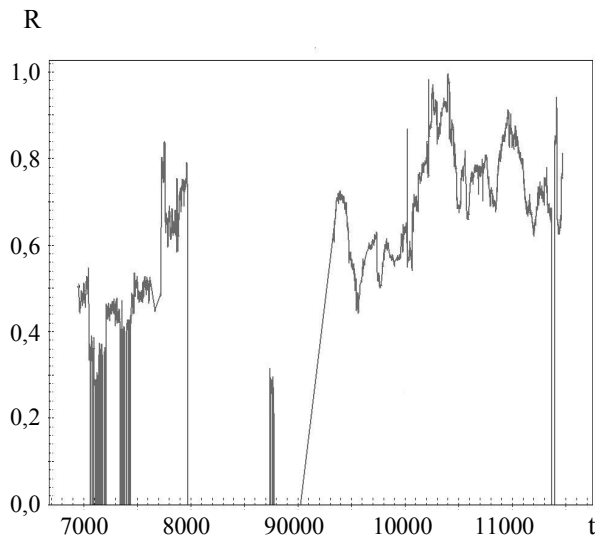


Fig. 2. Fouling index

The generalized matrix $C(\vec{\Theta})^n$ of this equation incorporates the influence matrices H_i calculated for N diagnosing regimes; the generalized vector $\vec{V}(\vec{\Theta})^n$ unites deviations $\delta \vec{Y}_i$ for the same regimes.

Two accuracy characteristics were introduced and analyzed during the procedure initial verification on model information: δ_Y – average relative deviation of the model gaspath parameters from measured ones and δ_{Θ} – average deviation of state parameter estimations from simulated values. It is necessary to note that dependency of the index δ_{Θ} from main diagnosing factors presents a primary interest for detection algorithms and can be determined and studied by the failure simulating only because the true failure parameters are not known in real conditions.

During the verification, the failures were simulated by corresponding state parameter changes. The gaspath parameters were generated later by the model, random measurement noise was added, and the identification procedure was executed. This simulation and identification cycle was repeated numerously with independent variation of every sufficient factor affecting the identification process

and statistical dependencies of accuracy parameters δ_Y and δ_{Θ} from these factors were obtained. In general, an appropriateness of the identification procedure for diagnosing had been demonstrated, however a multi-regime configuration ($N > 5 - 10$) is required for necessary estimation accuracy.

7. Identification on real data

Second stage of the identification procedure verification was fulfilled on maintenance data including the period of compressor fouling and next washing. The fouling presents the most common cause of engine performance deterioration and its influence on the gaspath parameters and on the state parameter estimations was a primary aim.

The data sample was formed from 1880 database registration points until and after the compressor washing and divided into the 47 consecutive portions of 40 points (regimes). During the calculations, the maintenance diagnosing process was imitated: the model identification was repeated for every portion and corresponding 47 consecutive estimations $\hat{\vec{\Theta}}$ were found.

The initial deviations dP_c of compressor pressure measured values from the model ones, determined on the first identification step, are shown in the fig.3, as well as the estimations of state parameters dG_c and $dEFF_c$ which shift the compressor characteristic in the directions of the consumption and efficiency. Following conclusions may be drawn.

1) The random deviations in the compressor pressure plot are not so great and mainly do not exceed the level of 2%. Jump of the deviations dP_c after the cleaning (point 918) and the total gas turbine degradation due to the fouling are well distinguished. Thus, the identified model satisfies the requirements to the norm function for gaspath monitoring.

2) The compressor characteristic shifts dG_C and $dEFF_C$ correctly reflect the compressor clearing influence (after the portion number 23) and the following compressor state degradation, that is why the identification procedure suitability for fault detection algorithms is confirmed.

3) Accidental fluctuations in the estimations dG_C and $dEFF_C$ related with the fluctuations in the

deviations $\delta \vec{Y}$ are still significantly great and may mask fault effects. So, the next trustworthiness growth depends on the results of analyzing and elimination of the fluctuations in the deviations $\delta \vec{Y}$.

Great efforts were applied to study this problem. Table forms, graphic means for viewing and visualization of data, verifying calculations, and special instruments were used. As the result of these efforts, examples of model insufficient adequacy and cases of the power plant malfunctions such as measurement faults, abnormal functioning of variable inlet guide vanes, and anti-icing system defects were detected.

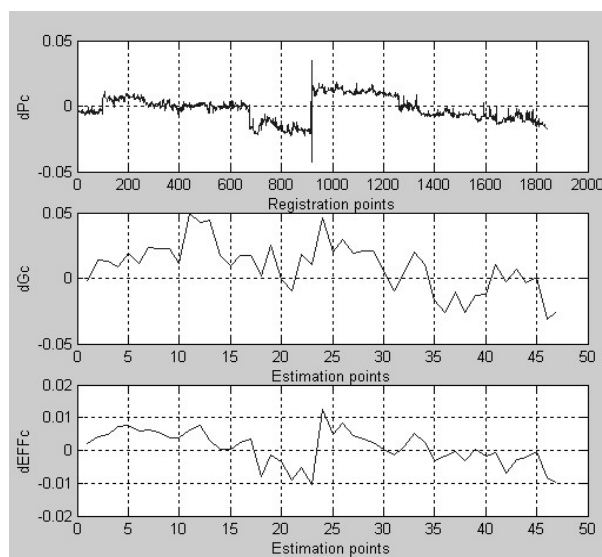


Fig. 3. Identification results

As anyone can see from previous explications, a diagnostic application of static model identification requires a long-term period for initial data accumu-

lation. It is also known that one transient process carries much more information about gas turbine state than one stationary regime therefore an accuracy of the identification estimations $\hat{\Theta}$ could be sufficient for reliable diagnosing. That is why a dynamic model identification procedure has been proposed and analyzed for the short-term diagnosing.

8. Dynamic model identification

In the same manner as in the case of the static model identification procedure an identification procedure of the dynamic model was elaborated and tested on simulated data and real information. Although new algorithm is more critical to computer operating speed than the previous one, statistical measurement errors simulation and numerous repetitions of the identification are still possible.

The testing on simulated data has demonstrated a software correct functioning and a quick convergence of the iteration procedure (no more than 3 – 5 iterations are sufficient for estimation process stabilization). It was also demonstrated that the dynamic identification procedure ensures a stable detecting even 1 percent state parameter change on the background of the noise induced by real random errors of regular measured parameters. This conclusion is illustrated by the fig. 4 that contains simulated (thick line) and estimated (thin line) values of six state parameters: two mentioned above compressor parameters, two parameters dG_t and $dEFF_t$ for a gas generator turbine, and two parameters dG_{pt} and $dEFF_{pt}$ for a power turbine.

Maintenance parameter registration by the automatic control system of the power plant was used as a source of real information. Numerous cycles of the dynamic model identification and analysis of the results had confirmed an efficiency of the developed procedure. The nearest future task is to verify the

is no verify procedure on the data including the results of physical failure simulation and/or real failure display.

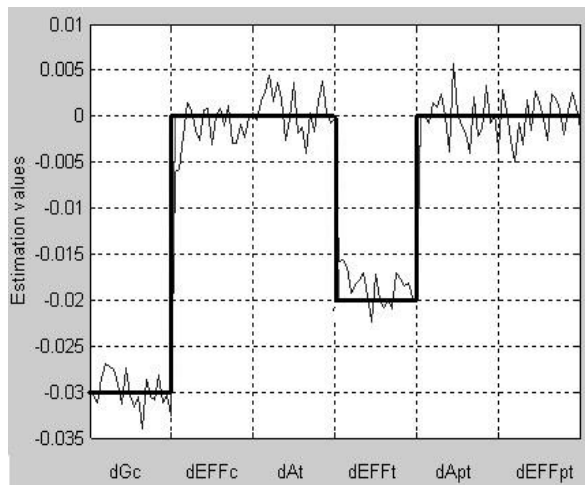


Fig. 4. State parameter estimations

Conclusions

Thus, three techniques are selected for including in the power plant automated diagnosing system: the algorithm based on the Bayes formula, the static model identification procedure, the dynamic model identification procedure. Adjustment and verification of these instruments have been fulfilled with usage of probability and accuracy criteria of diagnosing trustworthiness. It is recommended to include all three instruments in the diagnosing system because the advantages and disadvantages of these diagnosing techniques become apparent in different conditions. Applied originally for numerous calculations during trustworthiness problem investigations, described indices can be used again in maintenance conditions for a precise estimation of current diagnosing trustworthiness.

Acknowledgments

This work was supported by the National Polytechnic Institute of Mexico (project 20030903).

References

1. Roemer Michael J., Kacprzynski. Advanced diagnostics and prognostics for gas turbine engine risk assessment. – IGTI/ASME Turbo Expo, Munich, Germany, 2000. – 10 p.
2. Fairbairn G.W., Nisbet J.R., Robertson I.C. Performance testing and monitoring of compressor units. – 52nd Autumn Meeting of the Institution of Gas Engineers (The Queen Elizabeth II Conference Center), Communication N 1306, 1986. – 32 p.
3. MacIsaac Bernard D., David F. Muir. Lessons learned in gas turbine performance analysis. – Canadian Gas Association Symposium on Industrial Application of Gas Turbines, 1991. – 28 p.
4. Loboda I. Results of identifications of gas pump unit nonlinear mathematical model with maintenance data. Aerospace Technics and Technology // Journal of National Aerospace University, Ukraine. – 2000. – Issue 19. – P. 385 – 392.
5. Loboda I. Metrological analysis of gas turbine measurement system by diagnosing trustworthiness criteria. – Memorias del XVI Congreso de Instrumentación, México, Querétaro, 2001. – 7 p.

Поступила в редакцию 25.05.2004

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

УДК 623. 021: 005

В.Б. КОНОНОВ*Харьковский военный университет, Украина*

**ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ
РАЗНОРОДНЫХ СИЛ И СРЕДСТВ СТОРОН ПО КРИТЕРИЮ МИНИМУМА
СРЕДНЕВЗВЕШЕННОГО МАТЕМАТИЧЕСКОГО ОЖИДАНИЯ
СУММАРНОГО КОЛИЧЕСТВА ОСНОВНЫХ СИЛ
ПРОТИВОБОРСТВУЮЩЕЙ СТОРОНЫ
ПРИ ПОСТОЯННЫХ ПАРАМЕТРАХ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ**

В статье рассматривается формулировка задачи оптимального управления распределением разнородных сил и средств сторон по критерию минимума средневзвешенного математического ожидания суммарного количества основных сил противоборствующей стороны в конце конфликтной ситуации в условиях определенности при постоянных параметрах распределения сил и средств стороны А.

разнородные силы и средства, критерий минимума средневзвешенного математического ожидания

Введение

Постановка задачи. При решении задач планирования в конфликтных ситуациях необходимо определить законы оптимального управления распределением разнородных сил и средств, имеющихся у оперирующей стороны, исходя при этом от поставленных целей, складывающейся ситуации и вероятных действий противника.

Планирование и последующее управление распределением разнородных сил и средств, а также управление распределением сил и средств резерва в условиях современной конфликтной ситуации представляет собой важную военно-научную задачу, актуальность которой определяется необходимостью создания в Вооруженных Силах Украины автоматизированной системы управления войсками и оружием.

Анализ литературы. Задачи оптимального управления распределением неоднородных сил и средств оперирующих сторон рассматривались в работах [1 – 5]. Так, в [1] сформулирована задача исследования и определены критерии оптимального распределения сил и средств оперирующей стороны в динамических процессах конфликтных ситуаций. В [2] рассмотрен метод решения задачи

распределения сил и средств в конфликтной ситуации. В [3] рассмотрена методика решения задач определения соотношения сил и средств сторон для случая разнородных средств. В [4] изложена методика решения задачи оптимального управления распределением разнородных сил и средств конфликтующей стороны по критерию минимума среднего суммарного количества основных сил противника. В [5] рассматривается решение задач оптимального управления распределением неоднородных сил и средств конфликтующей стороны по критериям максимума среднего суммарного количества основных сил в конце конфликтной ситуации, минимума среднего суммарного количества основных сил противника и максимума среднего суммарного количества основных сил за весь период конфликтной ситуации. Однако в этих работах не рассматривалось оптимальное управление распределением разнородных сил и средств сторон по критерию минимума средневзвешенного математического ожидания суммарного количества основных сил противоборствующей стороны в конце конфликтной ситуации в условиях определенности при постоянных параметрах распределения сил и средств стороны А.

Цель статьи. Целью статьи является формулировка задачи оптимального управления распределением разнородных сил и средств сторон по критерию минимума средневзвешенного математического ожидания суммарного количества основных сил противоборствующей стороны в конце конфликтной ситуации в условиях определенности при постоянных параметрах распределения сил и средств стороны А.

1. Анализ существующих моделей

Рассмотренные в [1 – 5] математические модели оптимального распределения разнородных сил и средств оперирующей стороны не учитывают относительную важность разнородных сил противника, так как в предлагаемых критериях:

– минимума среднего суммарного количества основных сил противника в конце конфликтной ситуации

$$\min_{\{\alpha\}} \sum_{j=1}^{n_1} y_j(T);$$

– максимума среднего суммарного количества основных сил оперирующей стороны в конце конфликтной ситуации

$$\max_{\{\alpha\}} \sum_{i=1}^{m_1} x_i(T);$$

– минимума среднего суммарного количества основных сил противника за весь период конфликтной ситуации

$$\min_{\{\alpha\}} \frac{1}{T} \int_0^T \sum_{j=1}^{n_1} y_j(t) dt;$$

– максимума среднего суммарного количества основных сил противника за весь период конфликтной ситуации

$$\max_{\{\alpha\}} \frac{1}{T} \int_0^T \sum_{i=1}^{m_1} x_i(t) dt$$

основные силы как противника, так и оперирующей стороны имеют одинаковые веса.

В предложенных критериях:

$x_i(t), y_j(t)$ – математические ожидания количества боевых средств сторонами А и В, сохранившихся к моменту времени t ;

$x_i(T), y_j(T)$ – математические ожидания количества боевых средств сторонами А и В, сохранившихся к моменту времени T ;

n_1, m_1 – количество типов основных средств сторон В и А соответственно;

m, n – количество типов сил и средств сторон А и В соответственно;

t – промежуточное время конфликтной ситуации;

T – заданное время конфликтной ситуации;

$\alpha = \|\alpha_{ji}\|_{n,m}$ – искомые управляющие параметры распределения сил и средств стороны А по силам и средствам стороны В.

Кроме того, управляющие параметры $\alpha = \|\alpha_{ji}\|_{n,m}$ предполагается неизменными в ходе конфликтной ситуации, что исключает возможные маневры сил и средств, а также их перенацеливания на другие типы сил и средств противника.

2. Обобщение рассмотренных моделей

Существенным обобщением рассмотренных моделей является задача оптимального распределения разнородных сил и средств стороны А, в которой сторона А стремится выбрать свои управляющие параметры $\alpha = \|\alpha_{ji}\|_{n,m}$ таким образом, чтобы к концу боя средневзвешенное количество основных сил стороны В было минимальным при известной стратегии распределения сил и средств стороны В.

Математическая модель данной задачи имеет

вид:

$$\min_{\{\alpha\}} \sum_{j=1}^{n_1} w_j y_j(T); \quad (1)$$

$$\begin{cases} \frac{dx_i}{dt} = - \sum_{j=1}^n \beta_{ij} b_{ij} y_j(t), & i = \overline{1, m}; \\ \frac{dy_j}{dt} = - \sum_{i=1}^m \alpha_{ji} a_{ji} x_i(t), & j = \overline{1, n}; \\ x_i(0) = x_i^0, & i = \overline{1, m}; \quad y_j(0) = y_j^0, & j = \overline{1, n}; \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^m \beta_{ij} = 1, & j = \overline{1, n}; \quad \beta_{ij} \geq 0; & i = \overline{1, m}, \quad j = \overline{1, n}; \\ \sum_{j=1}^n \alpha_{ji} = 1, & i = \overline{1, m}; \quad \alpha_{ji} \geq 0; & j = \overline{1, n}, \quad i = \overline{1, m}, \end{cases} \quad (3)$$

где $w_j (j = \overline{1, n_1})$ – коэффициент важности основного средства j -го типа стороны В;

$\beta_{ij} (i = \overline{1, m}, j = \overline{1, n})$ – заданные параметры

распределения сил и средств стороны В;

$\alpha_{ji} (j = \overline{1, n}, i = \overline{1, m}, 0 \leq t \leq T)$ – искомые

управляющие параметры распределения сил и средств стороны А по силам и средствам стороны В;

$x_i^0, y_j^0 (i = \overline{1, m}; j = \overline{1, n})$ – количество сил и

средств i -го типа стороны А и j -го типа стороны В в начале конфликтной ситуации;

$\alpha_{ji}, \beta_{ij} (i = \overline{1, m}; j = \overline{1, n})$ – эффективные

скорострельности средств i -го типа стороны А и j -го типа стороны В соответственно.

Это задача оптимального управления с терминальным функционалом, закрепленным временем и свободным правым концом.

Функция Гамильтона-Понтрягина для задачи (1) – (3) имеет вид:

$$H(x, y, \varphi, \eta, \alpha) = - \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \beta_{ij} b_{ij} y_j(t) \varphi_i(t) -$$

$$- \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m \alpha_{ji} a_{ji} x_i(t) \eta_j(t) = \quad (4)$$

$$= - \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n [\beta_{ij} b_{ij} y_j(t) \varphi_i(t) + \alpha_{ji} a_{ji} x_i(t) \eta_j(t)].$$

Соответствующую систему представим следующим образом:

$$\begin{cases} \frac{d\varphi_i(t)}{dt} = - \frac{\partial H(x, y, \varphi, \eta, \alpha)}{\partial x_i}, & i = \overline{1, m}; \\ \frac{d\eta_j(t)}{dt} = - \frac{\partial H(x, y, \varphi, \eta, \alpha)}{\partial y_j}, & j = \overline{1, n}; \end{cases}$$

или

$$\begin{cases} \frac{d\varphi_i(t)}{dt} = \sum_{j=1}^n \alpha_{ji} a_{ji} x_i(t) \eta_j(t), & i = \overline{1, m}; \\ \frac{d\eta_j(t)}{dt} = \sum_{i=1}^m \beta_{ij} b_{ij} y_j(t) \varphi_i(t), & j = \overline{1, n}. \end{cases} \quad (5)$$

Для решения задачи (1) – (3) воспользуемся принципом максимума Понтрягина:

если $\{x^*(t), y^*(t), \alpha^*(t), t \in [0, T]\}$ – решение

задачи (1) – (3), то существуют непрерывные вектор-функции

$$\varphi(t) = [\varphi_1(t), \varphi_2(t), \dots, \varphi_m(t)];$$

$$\eta(t) = [\eta_1(t), \eta_2(t), \dots, \eta_n(t)],$$

и постоянная φ_0 такие, что

$$\varphi_0 \geq 0, \quad |\varphi_0| + \|\varphi(t)\| + \|\eta(t)\| \neq 0, \quad t \in [0, T];$$

1) $\{\varphi(t), \eta(t)\}$ является решением сопряженной системы (5), соответствующее рассматриваемому решению;

2) при каждом $t \in [0, T]$ функция $H(x(t), y(t), \varphi(t), \eta(t), \alpha)$ переменной α достигает своей верхней грани на множестве D , которое задается ограничениями (3);

3) на правом конце выполняется условие трансверсальности

$$\varphi(T) = \varphi_0 \nabla_x \Phi(y(T)) = [0, 0, \dots, 0]';$$

$$\eta(T) = \varphi_0 \nabla_y \Phi(y(T)) = \\ = [\varphi_0 w_1, \varphi_0 w_2, \dots, \varphi_0 w_{n_1}, 0, 0, \dots, 0]',$$

где

$$\Phi(y(T)) = \sum_{j=1}^{n_1} w_j y_j(T); \\ \eta_j(T) = \varphi_0 w_j, \quad j = \overline{1, n_1}; \\ \eta_j(T) = 0, \quad j = \overline{n_1 + 1, n}.$$

Константа $\varphi_0 \neq 0$, так как если $\varphi_0 = 0$, то система (5) при нулевых условиях на правом конце имеет лишь нулевое решение:

$$\varphi(t) \equiv 0; \quad \eta(t) \equiv 0,$$

что противоречит пункту 1 условий оптимальности. Поэтому, можно считать $\varphi_0 = -1$, а условия трансверсальности примут вид

$$\begin{cases} \varphi_i(T) = 0, & i = \overline{1, m}; \\ \eta_j(T) = -w_j, & j = \overline{1, n_1}; \\ \eta_j(T) = 0, & j = \overline{n_1 + 1, n}. \end{cases} \quad (6)$$

Таким образом требуется найти аналитическое решение задачи

$$\max_{\alpha \in D} \left\{ - \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n [\beta_{ij} b_{ij} y_j(t) \varphi_i(t) + \alpha_{ji} a_{ji} x_i(t) \eta_j(t)] \right\}.$$

Заключение

1. В статье сформулирована задача оптимального управления распределением разнородных сил и средств оперирующих сторон по критерию минимума средневзвешенного математического ожидания суммарного количества основных сил противоборствующей стороны в конце конфликтной ситуации в условиях определенности при постоянных параметрах распределения сил и средств стороны А.

2. Использование метода условного градиента для решения данной задачи в процессе конфликтной ситуации при изменившихся начальных условиях проблематично. Требуется определить достаточно простой и “быстродействующий” алгоритм решения данной задачи.

Литература

1. Кононов В.Б., Евстрат Д.И., Рафальский Ю.И., Бабий И.Ф. Задачи оптимального распределения сил и средств в динамических процессах конфликтных ситуаций // Системи обробки інформації. – Х.: ХВФ «Транспорт України». – 2001. – Вип. 1(11). – С. 129 – 133.
2. Кононов В.Б. Метод решения задачи распределения сил и средств в конфликтной ситуации // Системи обробки інформації. – Х.: НАНУ, ПАНМ, ХВУ. – 2002. – Вип. 2(18). – С. 155 – 158.
3. Кононов В.Б., Рафальский Ю.И., Гурин А.П. Оптимальное управление распределением средств резерва // Системи обробки інформації. – Х.: НАНУ, ПАНМ, ХВУ. – 2002. – Вип. 5(21). – С. 45 – 47.
4. Кононов В.Б., Нестеренко А.П., Кожушко Я.Н. Оптимальное управление распределением неоднородных сил и средств по критерию минимума среднего суммарного количества основных сил противника в конфликтной ситуации // Системи обробки інформації. – Х.: ХВУ. – 2002. – Вип. 6(22). – С. 277 – 280.
5. Кононов В.Б. Задачи оптимального управления распределением неоднородных сил и средств // Системи обробки інформації. – Х.: НАНУ, ПАНМ, ХВУ, 2002. – Вип. 1. – С. 59 – 62.

Поступила в редакцию 1.06.2004

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

МЕТОД КОНТРОЛЯ СЕТЕВОГО ТРАФИКА РАСПРЕДЕЛЕННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

Предложен метод, позволяющий осуществить контроль сетевого трафика распределенной системы управления, который основывается на определении момента времени изменения стохастических свойств трафика, исходя из предложенной оценки функции плотности распределения вероятностей на основе заданной выборки.

сетевой трафик, распределенная система управления, долговременная зависимость, полипачечность

Введение

В распределенных системах управления авиационно-космическими объектами (PCY AKO) превышение допустимого времени задержки пакета или его потеря могут привести к катастрофическим последствиям. Одной из причин данной ситуации в современных телекоммуникационных сетях является перегрузка виртуального канала (ВК), вызванная резким увеличением объема сетевого трафика [1]. Такие особенности сетевого трафика PCY AKO, как наличие долговременной зависимости и длительных пульсаций, определяющие его фрактальный характер [2], не позволяют использовать классический подход [3], основанный на коррекции в режиме реального времени соответствующей трафиковой модели. В [4] показано, что широкий диапазон скоростей передачи – от нескольких сотен бит/с до сотен Мбит/с, существенный статистический характер информационных потоков в интегральных сетях, большое разнообразие сетевых конфигураций значительно усложняют описание трафика в современных информационных системах по сравнению с классическими сетями связи. В [5] обосновано требование наличия возможности любого изменения ширины полосы пропускания канала между пунктами приема и передачи, обеспечиваемое пакетной коммутацией в современных сетевых технологиях на уровне виртуального канала, причем плавно и

практически на любую величину, вплоть до использования всех возможных сетевых ресурсов, что делает в ряде случаев неприемлемым для анализа характеристик реального сетевого трафика использование классического подхода, основанного на марковских или полумарковских моделях [6], управлении доступом на основе понятия эффективной пропускной способности [7] и предположениях о пуассоновском характере потоков [8].

1. Формулирование проблемы

Возникновению перегрузки сетевого трафика предшествует изменение его стохастических свойств, поэтому фиксация данного момента времени позволит принять соответствующие меры, например, оперативное перераспределение сетевого ресурса. В ряде работ анализ характеристик трафика проводится на основе его статистического характера в системах с долговременно зависимыми процессами на входе [9]. Однако, в общем виде проблема получения характеристик реального трафика в интегральных сетях, использующих современные технологии, на сегодня не решена [10]. В [11] предложен метод оценки характеристик сетевого трафика PCY на транспорте, предполагающий частичную эластичность трафика и рассматривающий точечные источники изолированно друг от друга без учета свойств полипачечности сети.

Целью данной статьи является описание метода, позволяющего осуществить контроль сетевого трафика РСУ АКО, включающей полипачечные трафиковые источники, который основывается на определении момента времени изменения стохастических свойств трафика. Основой метода является нахождение оценки функции плотности распределения вероятностей на основе заданной выборки.

2. Верхняя оценка выборки полипачечного трафика

Для определения значения верхней оценки рассмотрим произвольную выборку из n последовательно расположенных значений времен поступления пакетов полипачечного трафика РСУ АКО $\mathfrak{T}^* = (t_1^*, t_2^*, \dots, t_n^*)$. Для оценки плотности распределения вероятностей времен рассмотрим в соответствии с [6] $F_n^*(t)$ – эмпирическую функцию распределения, позволяющую получить приближение искомой функции $f_n^*(t)$. Однако отмечено [5], что при таком подходе получаемые оценки значительно расходятся с плотностью вероятностей распределения поступлений реального трафика при наличии «тяжелых хвостов» или длительных пульсаций. Перейдем от кусочно-непрерывной к непрерывной эмпирической функции распределения. Для этого определим $F_n^{(M)}(t)$ – непрерывную верхнюю оценку, наиболее близкую к $F_n^*(t)$.

Построим новое разбиение временного интервала выборки $\tau^{(M)} = (t_0^{(M)}, t_1^{(M)}, \dots, t_n^{(M)})$, в котором точки разбиения определяются следующим образом:

$$t_0^{(M)} = 2t_1^{(*)} - t_2^{(*)}; \quad t_n^{(M)} = t_n^{(*)};$$

$$t_i^{(M)} = \frac{t_{i-1}^{(*)} + t_i^{(*)}}{2} \text{ при } i \in \overline{1, n-1},$$

и определим $F_n^{(M)}(t)$ на $\tau^{(M)}$:

$$F_n^{(M)}(t_0^{(M)}) = 0; \quad F_n^{(M)}(t_i^{(M)}) = \frac{2i+1}{2n}.$$

Верхняя оценка выборки – линейный сплайн, проходящий через точки $F_n^{(M)}(t_i^{(M)})$, $F_n^*(t_i^*)$:

$$F_n^{(M)}(t) = \frac{1}{n} \sum_{l=0}^{n-1} \left(1 + \frac{t - t_l^{(M)}}{t_{l+1}^{(M)} - t_l^{(M)}} \right) \times$$

$$\times \left(\Theta(t - t_l^{(M)}) - \Theta(t - t_{l+1}^{(M)}) \right) + \Theta(t - t_n^{(M)}), \quad (1)$$

где $\Theta(\bullet)$ – функция Хевисайда.

При $n \rightarrow \infty$ функции $F_n^{(M)}(t)$ сходятся к функции распределения реального трафика $F(t)$, т.е.

$$P \left(\sup_t (F_n^{(M)}(t) - F(t)) \xrightarrow{n \rightarrow \infty} 0 \right) = 1,$$

так как

$$\sup |F_n^{(M)}(t) - F(t)| \leq \sup |F_n^*(t) - F(t)| + \frac{1}{n}.$$

3. Статистическая оценка функции плотности распределения вероятностей

Предположив, что плотность вероятности исследуемого реального трафика $f(t) \in L_2(-\infty; +\infty)$, будем искать ее из условия [9]:

$$F(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(x) \Theta(t - x) dx, \quad (2)$$

т.е. $f(t)$ – решение интегрального уравнения Фредгольма первого рода, не являющееся устойчивым относительно малых изменений $F(t)$. Используем для его решения метод регуляризации Тихонова, заключающийся в том, что из последовательностей $F_n^{(M)}(t)$ строится последовательность функций $f_n^{(M)}(t)$, минимизирующая функционал

$$\Phi(f, F_n^{(M)}) = \| \mathfrak{N}f - F_n^{(M)} \|_{L_2}^2 + \alpha_n \Omega(f), \quad (3)$$

где $\mathfrak{N}: \{f_i\} \rightarrow \{F_i\}$ – оператор взаимно-однозначного отображения функциональных пространств

(исходя из (2) $\mathfrak{N}f(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(x) \Theta(t - x) dx$); $\|\bullet\|_{L_2}$ –

метрика в $L_2(-\infty; +\infty)$; α_n – константа регуляризации; $\Omega(f)$ – стабилизирующий функционал, для которого M_c – компакт $\left(\text{из [12]} \quad \Omega(f) = \|f(t)\|_{L_2}^2 \right)$.

Для нахождения минимума $\Phi(f, F_n^{(M)})$ найдем производную Фреше по $f(t)$ в $L_2(-\infty; +\infty)$:

$$\begin{aligned} \Phi(f + \Delta f) - \Phi(f) &= \left\| \mathfrak{N}f(t) + \mathfrak{N}\Delta f(t) - F_n^{(M)}(t) \right\|_{L_2}^2 + \\ &+ \alpha_n \|f(t) + \Delta f(t)\|_{L_2}^2 - \left\| \mathfrak{N}f(t) - F_n^{(M)}(t) \right\|_{L_2}^2 - \\ &- \alpha_n \|f(t)\|_{L_2}^2 = \left\| \mathfrak{N}f(t) - F_n^{(M)}(t) \right\|_{L_2}^2 + \\ &+ \left\| \mathfrak{N}\Delta f(t) \right\|_{L_2}^2 + 2\left(\mathfrak{N}f(t) - F_n^{(M)}(t), \mathfrak{N}\Delta f(t) \right) + \\ &+ \alpha_n \|f(t)\|_{L_2}^2 + \alpha_n \|\Delta f(t)\|_{L_2}^2 + 2\alpha_n (f(t), \Delta f(t)) - \\ &- \left\| \mathfrak{N}f(t) - F_n^{(M)}(t) \right\|_{L_2}^2 - \alpha_n \|f(t)\|_{L_2}^2 = \\ &= 2\left(\mathfrak{N}f(t) - F_n^{(M)}(t), \mathfrak{N}\Delta f(t) \right) + 2\alpha_n (f(t), \Delta f(t)) = \\ &= 2\left(\mathfrak{N}^* \left(\mathfrak{N}f(t) - F_n^{(M)}(t) \right) + \alpha_n f(t), \Delta f(t) \right) + o(f(t)), \end{aligned}$$

где $\mathfrak{N}^*$ – оператор сопряжений с $\mathfrak{N}$.

Итак, минимум рассматриваемого функционала $\Phi(f, F_n^{(M)})$ достигается на $f(t)$, для которых

$$\mathfrak{N}^* \left(\mathfrak{N}f(t) - F_n^{(M)}(t) \right) + \alpha_n f(t) \equiv 0. \quad (4)$$

После подстановки (4) в (2), учитывая то, что $\mathfrak{N}f(t) \equiv F(t)$, получим тождество

$$\begin{aligned} \int_{-\infty}^{+\infty} \Theta(x-t) \left(\int_{-\infty}^{+\infty} \Theta(x-\chi) f(\chi) d\chi - F_n^{(M)}(t) \right) dx + \\ + \alpha_n f(t) \equiv 0, \end{aligned}$$

а после применения обобщенного преобразования Фурье [7] получим выражение

$$\begin{aligned} \left(-\frac{1}{ix} + \pi\delta(x) \right) \cdot \left(-\frac{1}{ix} + \pi\delta(x) \right) \hat{f}(x) - \\ - \hat{F}_n^{(M)}(t) + \alpha_n \hat{f}(x) = 0, \end{aligned} \quad (5)$$

в котором:

$$\hat{F}_n^{(M)}(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} F_n^{(M)}(t) e^{-itx} dt; \quad \hat{f}(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) e^{-itx} dt.$$

После преобразования (1):

$$\begin{aligned} F_n^{(M)}(t) &= \frac{1}{n} \sum_{l=0}^{n-1} \left(1 - \frac{t_l^{(M)}}{t_{l+1}^{(M)} - t_l^{(M)}} \right) \times \\ &\times \left(\Theta(t - t_l^{(M)}) - \Theta(t - t_{l+1}^{(M)}) \right) + \\ &+ \frac{1}{n} \sum_{l=0}^{n-1} \frac{t}{t_{l+1}^{(M)} - t_l^{(M)}} \cdot \left(\Theta(t - t_l^{(M)}) - \right. \\ &\left. - \Theta(t - t_{l+1}^{(M)}) \right) + \Theta(t - t_n^{(M)}). \end{aligned}$$

Получив преобразование Фурье для функции Хевисайда [9]:

$$\begin{aligned} \hat{\Theta}(t - \beta) &= \pi\delta(t) - \frac{ie^{-it\beta}}{t}; \\ \hat{t}\hat{\Theta}(t - \beta) &= i \left(\pi\delta(1-t) + \frac{ie^{-it\beta}}{t^2} - \frac{\beta e^{-it\beta}}{t} \right), \end{aligned}$$

можем записать преобразование Фурье для $F_n^{(M)}(t)$:

$$\begin{aligned} \hat{F}_n^{(M)}(x) &= \frac{i}{nx} \sum_{l=0}^{n-1} \left(e^{-ixt_{l+1}^{(M)}} - e^{-ixt_l^{(M)}} \right) \times \\ &\times \left(1 - \frac{i}{t(t_{l+1}^{(M)} - t_l^{(M)})} \right) + \frac{i}{nx} \sum_{l=0}^{n-1} e^{-ixt_{l+1}^{(M)}} + \\ &+ \pi\delta(x) - \frac{i}{x} e^{-ixt_n^{(M)}}. \end{aligned} \quad (6)$$

Подставив (6) в (5), получим

$$\begin{aligned} \left(-\frac{1}{ix} + \pi\delta(x) \right) \left(-\frac{1}{ix} \hat{f}(x) + \pi\delta(x) \times \right. \\ \times \left. \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) e^{-itx} dt - \frac{1}{n} \sum_{l=0}^{n-1} \frac{i}{x} \left(e^{-ixt_{l+1}^{(M)}} - e^{-ixt_l^{(M)}} \right) \times \right. \\ \times \left(1 - \frac{i}{x(t_{l+1}^{(M)} - t_l^{(M)})} \right) - \frac{1}{n} \sum_{l=1}^{n-1} \frac{i}{x} e^{-ixt_{l+1}^{(M)}} - \\ \left. - \pi\delta(x) + \frac{i}{x} e^{-ixt_n^{(M)}} \right) + \alpha_n \hat{f}(x) = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Так как для дельта-функции Дирака [9]:

$$f(x)\delta(x) = f(0)\delta(x); \quad \pi\hat{f}(x)\delta(x) = \pi\delta(x),$$

то после соответствующих преобразований выражение (7) принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} \hat{f}(x) - i\pi\delta(x)\hat{f}(x) + \alpha_n \pi x^2 \hat{f}(x) + \\ + \frac{1}{n} \left(\frac{1}{ix} + \pi\delta(x) \right) \left(\sum_{l=1}^{n-1} \xi_l e^{-ixt_l^{(M)}} + \right. \end{aligned}$$

$$+ \left(\frac{e^{-ixt_n^{(M)}}}{t_n^{(M)} - t_{n-1}^{(M)}} - \frac{e^{-ixt_0^{(M)}}}{t_1^{(M)} - t_0^{(M)}} \right) = 0,$$

где $\xi_1 = 1/(t_1^{(M)} - t_{l-1}^{(M)}) - 1/(t_{l+1}^{(M)} - t_l^{(M)})$,

а используя свойства дельта-функции Дирака [9],

найдем из него $\hat{f}(x)$:

$$\hat{f}(x) = -\frac{1}{\ln x(1 + \alpha_n x^2)} \times \\ \times \left(\sum_{l=1}^{n-1} \xi_l \cdot e^{-ixt_l^{(M)}} + \frac{e^{-ixt_n^{(M)}}}{t_n^{(M)} - t_{n-1}^{(M)}} - \frac{e^{-ixt_0^{(M)}}}{t_1^{(M)} - t_0^{(M)}} \right).$$

После применения обратного преобразования Фурье получим решение (2):

$$f(t) \rightarrow f_n(t) = \frac{1}{2n} \left(\sum_{l=0}^{n-1} \text{sign}(t - t_l^{(M)}) \xi_l \times \right. \\ \times \exp \left(|t - t_l^{(M)}| / \sqrt{\alpha_n} \right) + \\ \left. + \frac{\exp \left(|t - t_0^{(M)}| / \sqrt{\alpha_n} \right) \cdot \text{sign}(t - t_n^{(M)})}{t_n^{(M)} - t_{n-1}^{(0)}} - \right. \\ \left. - \frac{1}{t_1^{(M)} - t_l^{(0)}} \exp \left(|t - t_0^{(M)}| / \sqrt{\alpha_n} \right) \times \right. \\ \times \text{sign}(t - t_n^{(M)}) + \\ \left. + 2 \sum_{l=0}^{n-1} \frac{\theta(t_{l+1}^{(M)} - t) - \theta(t_l^{(M)} - t)}{t_{l+1}^{(M)} - t_l^{(M)}} \right), \quad (8)$$

являющееся искомой статистической оценкой.

Заключение

На основе полученной аналитической оценки (8) функции плотности распределения вероятностей можно определить числовые оценки степени изменения стохастических свойств трафика полипачечных источников интегральной сети. Направлением дальнейших исследований в данной области является разработка методики определения предельных значений стохастических параметров трафика, при которых необходимо производить оперативное перераспределение сетевого ресурса с целью предотвращения перегрузки ВК РСУ.

Литература

1. Применение транспортных технологий связи, использующих в качестве среды передачи оптическое волокно. – М.: Минсвязи РФ, 2001. – 63 с.
2. Кучук Г.А. Фрактальный гауссовский шум в трафиковых трассах // Системы обработки информации. – Х.: ХВУ. – 2004. – Вип. 3. – С. 91 – 99.
3. Варакин Л.Е. Введение в теорию инфокоммуникаций. Ч. 1. // Электросвязь. – 2000. – № 2(14). – С. 2 – 11.
4. Захаров Г.П., Симонов М.В., Яновский Г.Г. Службы и архитектура ШЦСИО. – М.: Эко-Трендз, 1993. – 102 с.
5. Корнышев Ю.Н., Пшеничников А.П. Теория телетрафика. – М.: Радио и связь, 1996. – 272 с.
6. Cheng C.S., Thomas J.A. Effective bandwidth in high-speed digital networks // IEEE Journal on Selected Areas in Communications. – 1995. – V. 13. – P. 1091 – 1100.
7. Королёв А.В., Кучук Г.А., Пашнев А.А. Адаптивная маршрутизация в корпоративных сетях. – Х.: ХВУ, 2003. – 224 с.
8. Королёв А.В., Кучук Г.А., Пашнев А.А. Управление сетевыми ресурсами. – Х.: ХВУ, 2004. – 224 с.
9. Цыбаков Б.С. Модель телетрафика на основе самоподобного случайного процесса // Радиотехника. – 1999. – № 5. – С. 24 – 31.
10. Столлингс В. Современные компьютерные сети. – С.-Пб.: Питер, 2003. – 784 с.
11. Кульгин М. Интеграция АТМ с локальными сетями // Byte. – 1998. – № 1. – С. 19 – 26.
12. Eramili A, Narayan O., Willinger W. Experimental queuing analyzes with long-range dependent packet traffic // IEEE/ACM Transactions on Networking. – 1996. – V. 4. – P. 209 – 223.

Поступила в редакцию 1.06.2004

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

УДК 681.3.06:629.7.062

Ю.С. МАНЖОС

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

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ НЕЗАВИСИМОЙ ВЕРИФИКАЦИИ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ

Излагается методика оценки эффективности независимой верификации ПО информационно-управляющих систем критического применения на основе статического анализа исходных кодов ПО с использованием семантического метода оценки функциональности.

информационно-управляющие системы, независимая верификация, операционный спектр, семантический контроль, семантическое пространство, семантический спектр, сертификация ПО, экспертиза ПО

Введение

Безопасность информационно-управляющих систем (ИУС) авиационно-космическими объектами, АЭС существенно зависит от степени соответствия их программного обеспечения (ПО) регулирующим требованиям национальных и международных стандартов.

Основой сертификации и разрешительной деятельности являются экспертные оценки соответствия ПО ИУС регулирующим требованиям по безопасности и качеству. Существующая практика проведения экспертизы ПО основана на ручном анализе больших объемов проектной и нормативной документации, что обуславливает значительное влияние субъективных факторов на качество экспертных оценок. Как следствие существуют проблемы полноты и значительной трудоемкости экспертных оценок и связанные с ними риски существования невыявленных дефектов ПО [1, 2], являющихся источниками возможных отказов ИУС. Это обуславливает актуальность разработки и внедрения в практику экспертизы и сертификации ИУС компьютеризированных методов анализа и объективного инструментального оценивания ПО, основанных на использовании принципа диверсности (разнообразия), что обеспечит повышение полноты и достоверности экспертных оценок [3]. Одним из методов независимой верификации

является предложенный автором семантический метод.

Суть метода заключается в следующем [4]. Вводится понятие семантического пространства, базисными векторами которого являются независимые единицы выбранной физической системы единиц, например СИ, СГС. Оценка качества ПО ИУС в семантическом пространстве осуществляется посредством контроля корректности семантических отображений, фактически реализованных программным кодом.

Важнейшей характеристикой качества, в соответствии со стандартом ISO/IEC 9126 2000 года, является **функциональность**.

Функциональность программного обеспечения оценивается совокупностью корректных семантических векторов операторных отображений семантики, фактически реализованных в оцениваемом программном продукте.

1. Формулирование проблемы

Для оценки эффективности независимой верификации необходимо знание проверяющей способности метода – вероятности обнаружения программного дефекта при условии его существования. В [5] рассматривалась оценка проверяющей способности, основанная на простой модели дефектов, предусматривающей только искажение операции в

исходном коде. Актуальным остается рассмотрение влияния семантического состава переменных программы (семантического спектра) на проверяющую способность метода.

Цель статьи – изучение семантического спектра (СС) реальных ИУС; влияние СС на проверяющую способность метода; оценка эффективности метода независимой верификации.

2. Решение проблемы

2.1. Семантический спектр ИУС критического применения

Для получения семантического спектра необходимо проанализировать реальные исходные коды ПО. Анализ ПО одной из подсистем реальной ИУС АЭС позволил получить следующее распределение программных переменных (табл. 1).

Таблица 1
Распределение переменных

Размерность	Кол. Переменных
безразмерные	142
м	135
с	5
Кельвин	142
Кельвин/м	2
Паскаль	302
Ватт	10
кг/с	21
м ³ /с	32
м/с	16
оборот/с	9

Из табл. 1 видно, что доля переменных одной размерности лежит в диапазоне 0,25 ... 37,5%. Среднее значение составляет 9%.

Таким образом, средние вероятности совпадения и различия физических типов (семантик) двух случайно выбранных программных переменных составляет $P_T = 0,09$, $P_{\bar{T}} = 0,91$.

2.2. Влияние семантического спектра ИУС на проверяющую способность семантического контроля

Для оценки проверяющей способности нам понадобятся данные об операционном спектре, приведенные в [6] (табл. 2).

Таблица 2
Операционный спектр

Операция	Вероятность
+	0,39
–	0,22
*	0,33
/	0,06

Операции сложения и вычитания будем называть аддитивными, а операции умножения и деления – мультипликативными. Тогда вероятности аддитивных и мультипликативных операций в исходном коде составляют:

$$P_A = 0,51; P_M = 0,391.$$

Рассмотрим простейшую модель дефектов, предполагающую, что в исходном коде может искажаться только операнд выражения, что может привести к изменению его типа в соответствии с семантическим спектром.

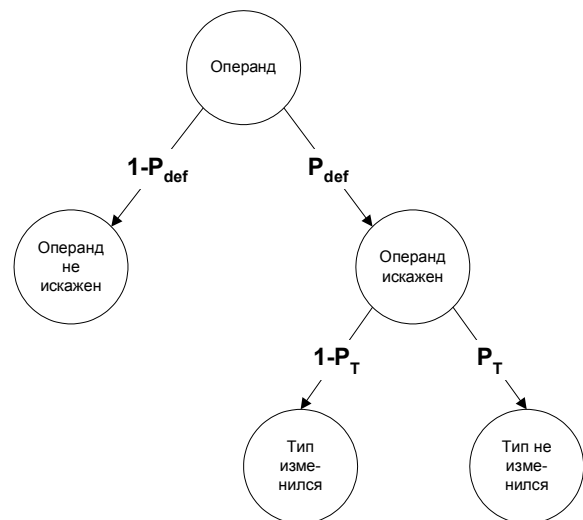


Рис. 1. Граф событий модели дефектов операнда:
 P_{def} – вероятность возникновения дефекта;
 P_T – вероятность сохранения типа операнда

Определим проверяющую способность метода как:

$$\eta = \frac{P_f}{P_f + P_{\bar{f}}}, \quad (1)$$

где P_f – вероятность обнаружения дефекта;

$P_{\bar{f}}$ – вероятность необнаружения дефекта.

Вероятность обнаружения связана на графе (рис. 1) с дефектами, которые изменяют тип операнда:

$$P_f = P_{\text{def}}(1 - P_T), \quad (2)$$

где P_{def} – вероятность наличия дефекта;

P_T – вероятность сохранения типа операнда.

Вероятность необнаружения связана на графе (рис. 1) с дефектами, которые не изменяют тип операнда:

$$P_{\bar{f}} = P_{\text{def}} P_T. \quad (3)$$

Подставив (2), (3) в (1), получим, что проверяющая способность семантического контроля:

$$\eta = 1 - P_T. \quad (4)$$

Реальные значения семантического спектра показывают, что 90% случаев неправильного использования операндов (идентификаторов или указателей на переменные) может быть обнаружено семантическим контролем программного кода.

Рассмотрим более сложную модель дефектов, предполагающую, что искажению может быть подвергнут как один из операндов, так и бинарная операция. Кроме того, будем полагать, что в выражении возможен только один дефект. Такая модель позволит учесть влияние на проверяющую способность операционного и семантического спектров. Граф состояний полной модели дефектов приведен на рис. 2.

Для нахождения проверяющей способности полной модели дефектов (1), воспользуемся условием полной группы событий

$$P_n + P_f + P_{\bar{f}} = 1, \quad (5)$$

где P_n – вероятность неискажения выражения.

Подставив из (5) выражение для P_n в (1), получим:

$$\eta = \frac{P_f}{1 - P_n}. \quad (6)$$

На основании графа полной модели дефектов получим вероятность неискажения:

$$P_n = P_{\text{def}} P_{\text{def}} (P_+ P_{++} + P_- P_{--} + P_* P_{**} + P_{/} P_{//}), \quad (7)$$

где P_{def} – вероятность отсутствия дефектов.

Заметим, что

$$P_+ + P_- + P_* + P_{/} = 1. \quad (8)$$

Кроме того, для переходных вероятностей:

$$P_{++} + P_{+-} + P_{+*} + P_{+/} = 1; \quad (9)$$

$$P_{--} + P_{-+} + P_{-*} + P_{-/} = 1; \quad (10)$$

$$P_{**} + P_{*-} + P_{*+} + P_{*/} = 1; \quad (11)$$

$$P_{//} + P_{/-} + P_{/*} + P_{//} = 1. \quad (12)$$

Примем вероятности искажения операций и операндов равными:

$$P_{+-} + P_{+*} + P_{+/} = P_{\text{def}}; \quad (13)$$

$$P_{-+} + P_{-*} + P_{-/} = P_{\text{def}}; \quad (14)$$

$$P_{*+} + P_{*-} + P_{*/} = P_{\text{def}}; \quad (15)$$

$$P_{/+} + P_{/-} + P_{/*} = P_{\text{def}}. \quad (16)$$

Предположив, что дефект имеет равномерное распределение по операциям, т.е.

$$P_{ij} = \text{const.} \quad (17)$$

$i \neq j$

На основании выражений (8) – (17) получим, что вероятность неискажения выражения равна

$$P_n = P_{\text{def}}^3. \quad (18)$$

Найдем вероятность обнаружения дефекта:

$$P_f = P_{\text{def}} P_{\bar{T}} + P_{\text{def}} P_{\text{def}} P_{\bar{T}} + \\ + P_+ (P_{+*} + P_{+/}) + P_- (P_{-*} + P_{-/}) + \\ + P_* P_{\text{def}} + P_{/} P_{\text{def}}. \quad (19)$$

Подставив (18), (19) в (6) и воспользовавшись выражениями (8) – (17), получим

$$\eta = 1 - \frac{P_{\text{def}}^2 \left(\frac{P_A}{3} \right) + P_{\text{def}} P_T + P_T}{P_{\text{def}}^2 + P_{\text{def}} + 1}, \quad (20)$$

где $P_A = P_+ + P_-$ – вероятность аддитивных операций в коде;

P_{def} – вероятность отсутствия дефектов в коде;

P_T – вероятность сохранения типа при искажении операнда.

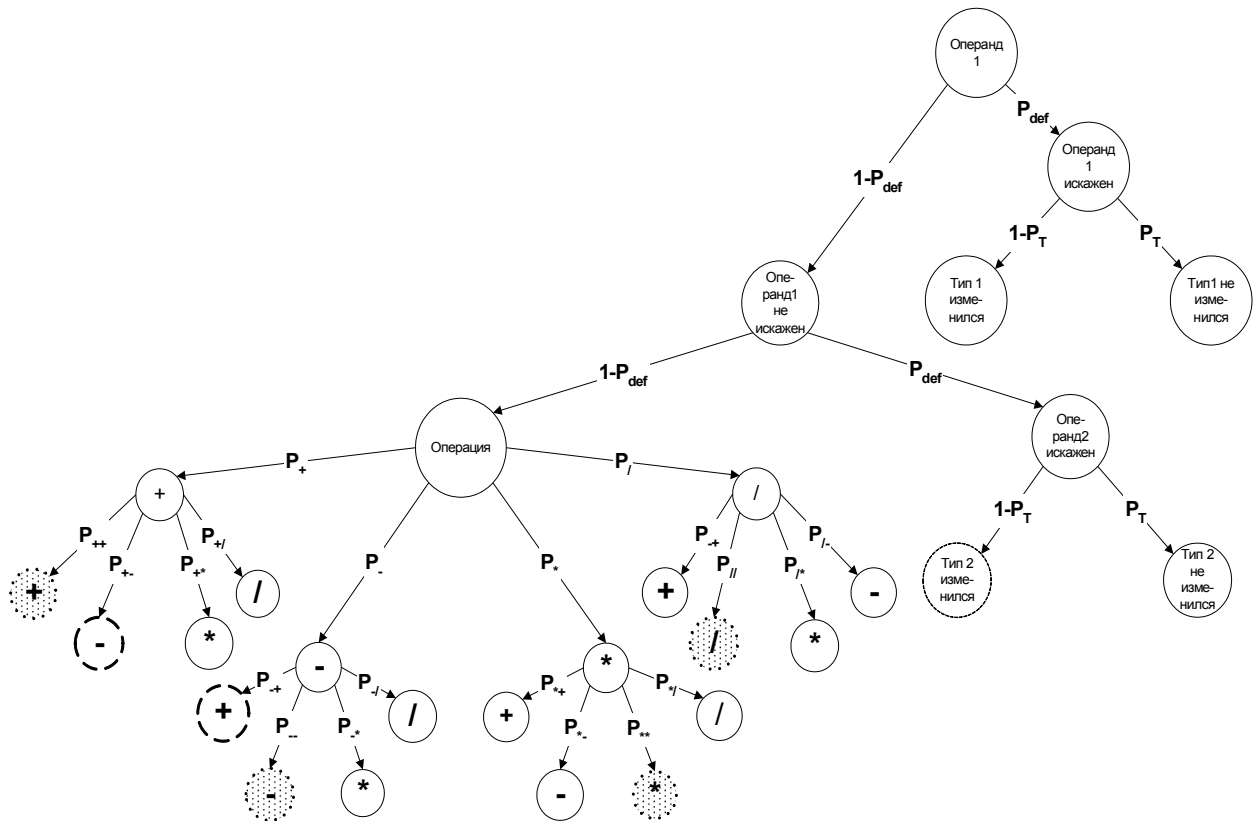


Рис. 2. Граф событий полной модели дефектов:

P_{def} – вероятность возникновения дефекта; P_T – вероятность сохранения типа операнда; P_+ , P_- , P_* , $P_/\$ – операционный спектр; P_{ij} – переходные вероятности, определяющие искажение i -й операции в j -ю операцию; P_{ii} – вероятности, определяющие неискажение i -й операции

2.3. Оценка эффективности метода независимой верификации

Рассмотрим два крайних случая использования семантического контроля:

1. Начальная стадия разработки ПО, характеризующаяся очень большим количеством дефектов, $P_{def} \rightarrow 0$ и проверяющей способностью:

$$\eta = 1 - P_T. \quad (21)$$

2. Конечная стадия разработки ПО, характеризующаяся очень малым количеством дефектов, $P_{def} \rightarrow 1$ и проверяющей способностью:

$$\eta = 1 - \frac{P_A}{9} - \frac{2P_T}{3}. \quad (22)$$

Откуда, для $P_A = 0,51$, $P_T = 0,09$, $\eta = 0,88$.

Таким образом независимая верификация программного кода, основанная на его семантическом анализе, позволяет обнаружить в среднем 88%

дефектов. Принимая во внимание возможность выполнения семантического контроля при статическом анализе, не связанном с исполнением программного кода, представляется возможным довести степень покрытия до 100%, что позволит выявить труднообнаруживаемые дефекты.

Заключение

Предлагаемый метод независимой верификации обладает высокой эффективностью, обеспечиваемой:

- 100% степенью покрытия исходного кода;
- разрешающей способностью, ограниченной аддитивной операцией/операцией присваивания/операцией передачи параметров в процедуру.

Достоверность оценки – вероятность обнаружения программного дефекта, определяется статистическими характеристиками кода – операци-

онным и семантическим спектром и для реальных программных комплексов достигает 88%.

При использовании семантического контроля как одного из методов независимой верификации, общая достоверность оценки ПО значительно улучшится.

Диагностическая способность метода определяется моделью дефектов, учитывающей:

- несовпадение размерностей операндов аддитивных операций и операций присваивания;
- несовпадение размерностей при передаче параметров в алгоритмы;
- искажение знаков операций в арифметических выражениях.

Указанные категории дефектов не обнаруживаются существующими компиляторами, требуют значительных объемов тестирования обычными методами и являются причиной возможных скрытых дефектов ПО [7].

Представленный семантической метод оценки функциональности может быть использован для диверсификации технологий оценки качества ПО ИУС, важных для безопасности.

Использование метода позволяет уменьшить риски аномального функционирования ИУС и обеспечивает повышение общей безопасности применения ИУС.

Дальнейшим развитием разработанной инструментальной системы может быть создание экспериментальной базы нового поколения испытательных лабораторий и сертификационных центров, выполняющих экспертизу качества программных средств ИУС критического применения.

Литература

1. Манжос Ю.С. Методи підвищення якості програмного забезпечення // Міжнародна міждисциплінарна науково-практична конференція “Су-

часні проблеми гуманізації та гармонізації управління”. Матеріали ММ НПК. – Х.: ХАІ. – 2001. – С. 134.

2. Манжос Ю.С. Методи підвищення якості програмного забезпечення РКТ // Міжнародна міждисциплінарна науково-практична конференція “Інтегровані комп’ютерні технології в машинобудуванні” ІКТМ-2001. Матеріали ММ НПК. – Х.: ХАІ, 2001. – С. 120.

3. Манжос Ю.С. Семантический контроль программного обеспечения систем критического применения // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – Х.: НАКУ „ХАІ”. – 2002. – Вип. 34. – С. 207 – 212.

4. Манжос Ю.С. Принципы семантического контроля программного обеспечения систем критического применения // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – Х.: НАКУ „ХАІ”. – 2002. – Вип. 32. – С. 307 – 315.

5. Харченко В.С., Манжос Ю.С., Петрик В.Л. Статистический анализ программного обеспечения систем управления космическим аппаратом и оценка проверяющей способности семантического контроля // Технология приборостроения. Научно-технический журнал. – Х.: ГП НИТИП, 2000. – № 2. – С. 52 – 59.

6. Харченко В.С., Шостак И.В., Манжос Ю.С. Принципы построения интеллектуальной системы сертификации программного обеспечения // Системы обработки інформації. – Х.: НАНУ, ПАНМ, ХВУ. – 2002. – Вип. 4 (20). – С. 3 – 7.

7. Манжос Ю.С. Типизация данных в системах критического применения // Системы обработки інформації. – Х.: НАНУ, ПАНМ, ХВУ. – 2002. – Вип. 3(19). – С. 54 – 57.

Поступила в редакцию 1.06.2004

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

УДК 621.452.3

П.Д. ЖЕМАНИЮК¹, А.В. БОГУСЛАЕВ¹, С.В. МОЗГОВОЙ¹, Г.В. КАРАСЬ²,
А.Я. КАЧАН¹

¹ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина,

²Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ОБРАБОТКА ПРОТОЧНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ МОНОКОЛЕС ВЫСОКОСКОРОСТНЫМ ФРЕЗЕРОВАНИЕМ

Рассмотрена обработка проточных поверхностей осевых и центробежных моноколес высокоскоростным финишным фрезерованием. Определены точность и шероховатость обрабатываемых поверхностей, а также технологические условия и режимы обработки.

осевых и центробежных моноколес, высокоскоростное финишное фрезерованием

Введение

Формообразование проточных поверхностей осевых и центробежных моноколес является одной из самых сложных проблем современного авиадвигателестроения, обусловленной как трудностью обработки материалов, сложностью формы, так и высокими требованиями к их точности и шероховатости.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Одним из методов обработки, который позволяет решить проблемы, возникающие при формообразовании проточных поверхностей осевых и центробежных моноколес, является высокоскоростное фрезерование.

На ОАО "Мотор-Сич" для обработки проточных поверхностей моноколес наибольшее распространение получило финишное высокоскоростное фрезерование [1, 2].

Однако в литературных источниках в достаточной мере нет информации о результатах данной обработки различных поверхностей моноколес, что несколько сдерживает дальнейшее ее распространение.

Цель работы. Экспериментальное определение параметров точности и шероховатости обрабатываемых поверхностей осевых и центробежных моноколес высокоскоростным финишным фрезерованием.

Содержание и результаты исследований. Формообразование лопаток осевых и центробежных моноколес осуществляется методом спирального

высокоскоростного фрезерования, в соответствии с которым профиль лопатки образуется путем многопроходного огибания фрезой с постоянным перемещением по высоте лопатки (рис. 1). При этом в процессе фрезерования осуществляется точечный контакт инструмента и обрабатываемой поверхности. Количество проходов устанавливают, исходя из требуемой шероховатости обработанной поверхности лопатки.

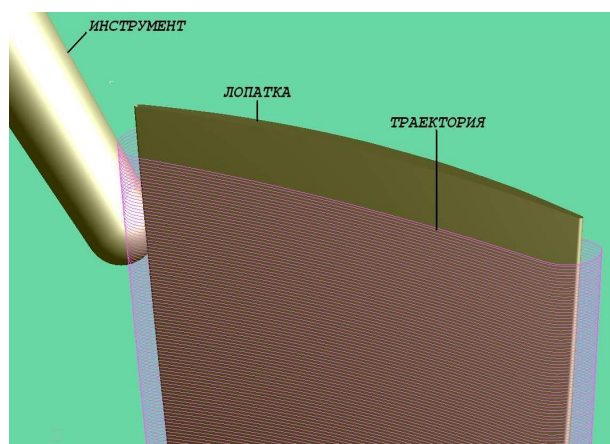


Рис. 1. Формообразование пера лопатки моноколеса спиральным высокоскоростным фрезерованием

При финишном фрезеровании ступицы осевого моноколеса (рис. 2) и ступицы центробежного моноколеса (рис. 3) траекторию перемещения фрезы задают таким образом, чтобы исключить зарезание профиля пера смежных лопаток. При этом также осуществляется многопроходная обработка. Коли-

чество проходов также устанавливают, исходя из требуемой шероховатости поверхности ступицы.

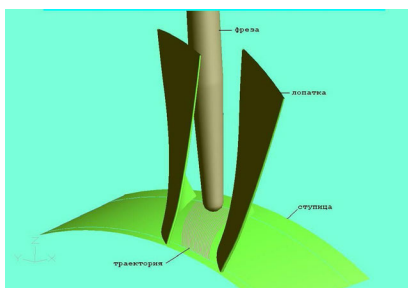


Рис. 2. Финишное высокоскоростное фрезерование ступицы осевого моноколеса

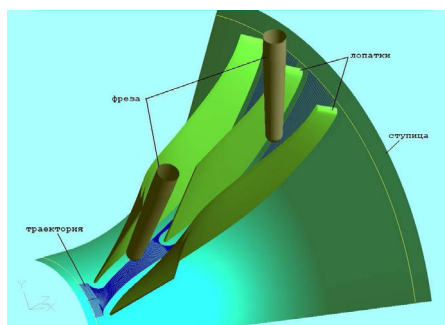


Рис. 3. Финишное высокоскоростное фрезерование ступицы центробежного моноколеса

В процессе обработки, с целью исключения соударения инструмента с рядом расположенными лопатками и с элементами конструкции фиксирующего деталь приспособления, управляют вектором инструмента, что достигается одновременной работой всех пяти координат станка.

На ОАО «Мотор-Сич» для обработки осевых и центробежных моноколес применяют современные высокоскоростные пятикоординатные станки швейцарской фирмы «LIECHTI» - «TURBOBLISK 1005» с ЧПУ «SINUMERIK-840D» (рис. 4).

Конструктивной особенностью данного станка является использование моментных электромоторов в качестве приводов поворотных столов, что позволяет существенно улучшить его динамические характеристики.

Максимальная частота вращения шпинделя станка – 18 000 об/мин. Максимальный диаметр заготовки – 1 000 мм. Скорость приводов: «X», «Y», «Z» – 30 000 мм/мин. «A» – 25 200 град/мин; «B» – 18000 град/мин. Ускорение – 0,5 g.

Требования к фрезам для высокоскоростного фрезерования моноколес:

- максимальное отклонение формы радиуса 0,01 мм;
- торцевое и радиальное биения – 0,01 мм;
- радиальное биение инструмента, установленного на оправку и в шпиндель, на длине 250 – 0,02 мм;
- фреза должна быть динамически отбалансирована (частота вращения шпинделя – 18 000 об/мин).

Фрезы изготавливают из мелкозернистого твердого сплава: H10F SANDVIK, HB30F и HB44F BOLERIT, твердые сплавы SGS и PROTOTYPE, PX10 и PX12UF CARDURO.



Рис. 4. Общий вид станка «TURBOBLISK 1005»

Для обеспечения требуемых показателей по биению инструмента на чистовых операциях применяют специальные гидрооправки (рис. 5).



Рис. 5. Инструмент и оправки

Модель моноколеса 2 ступени КНД изд. Д27 представлена на рис. 6. Моноколесо изготавливают из титанового сплава BT8-1 ОСТ 1 90197-89.

Основные параметры моноколеса:

- высота лопатки $H_{\max}$ – 102 мм;
- толщина лопатки $S_{\max}$ от 2,361 до 4,684 мм;
- хорда лопатки $L_{\max}$ от 70,44 до 64,838 мм;
- радиус входной кромки $R1_{\min} = 0,363$ мм;
- $R1_{\max} = 0,78$ мм;
- радиус выходной кромки $R2_{\min} = 0,373$ мм;
- $R2_{\max} = 0,762$ мм.

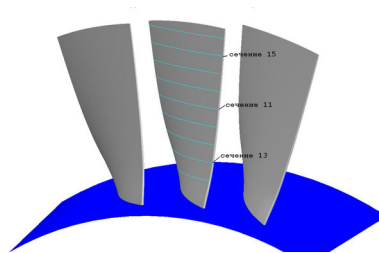


Рис. 6. Модель осевого моноколеса компрессора

Формообразование поверхностей лопаток и ступицы моноколеса 2 ступени КНД выполнялось на станке «TURBOBLISK 1005» в указанной последовательности.

Черновое фрезерование:

23 уровня по 10 проходов на каждом уровне; фреза цилиндрическая с зубом за центр; диаметр фрезы – 16 мм; радиус $R = 0,5$ мм; число зубьев – 4; $V_p = 70$ м/мин; подача на зуб – 0,06 мм.

Получистовое фрезерование:

250 спиральных проходов по лопатке и 70 проходов по ступице; фреза угловая $R = 5$ мм; угол конуса – 5° ; число зубьев – 4; $V_p = 70$ м/мин; подача на зуб – 0,06 мм.

Чистовое фрезерование:

527 спиральных проходов по лопатке и 150 проходов по ступице; фреза угловая $R = 5$ мм; угол конуса – 5° ; число зубьев – 4; $V_p = 300$ м/мин; подача на зуб – 0,06 мм.

При фрезеровании поверхностей лопаток осевых и центробежных моноколес на пятикоординатном станке «TURBOBLISK 1005» обеспечивается плавность обработки поверхностей спинки и корыта, входных и выходных кромок, поверхностей перехода пера к ступице и поверхностей самих ступиц.

Измерение геометрических размеров профиля пера лопаток моноколес производится без снятия детали со станка с применением щупа RENISHAW, что исключает погрешности, возникающие при переустановке детали (рис. 7, 8).

Точность и шероховатость обработанных поверхностей лопаток и ступицы определяли после финишного высокоскоростного фрезерования.

Шероховатость обработанных поверхностей лопаток моноколеса после финишного высокоскоростного фрезерования находится в диапазоне $R_{a,ср} = 0,346 \dots 0,410$ мкм (табл. 1).

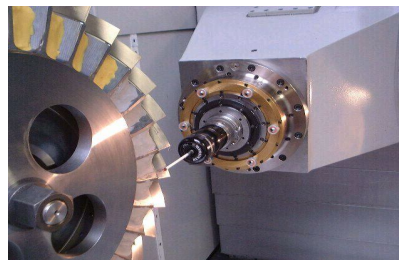


Рис. 7. Измерение профиля лопатки



Рис. 8. Измерительный щуп «RENISHAW»

Шероховатость обработанных поверхностей ступицы – $R_a = 0,25$ мкм при требуемом значении шероховатостей поверхностей $R_a = 0,4$ мкм (табл. 1).

Точность соответствует техническим условиям на изготовление (рис. 9, табл. 2).

Величина смещения входной кромки в направлении оси X находится в диапазоне $-0,006 \dots 0,061$ мм при ее допустимом значении – 0,1 мм.

Смещение действительного профиля поперечного сечения в направлении оси Y: $0,014 \dots -0,069$ мм при допустимом значении $\pm 0,1 \dots \pm 0,3$ мм.

Отклонение профиля от теоретического на сторону:

– максимальное: $-0,004 \dots -0,017$ мм;

– минимальное: $-0,018 \dots -0,040$ мм при допуском – 0,06 мм у входной и выходной кромок и – 0,1 мм на отдельных участках.

Угловой разворот профиля пера относительно оси Z составляет $0,000 \dots -0,001^\circ$ при допустимом $0,33^\circ$ (табл. 2).

Осевое моноколесо в зоне обработки станка и отдельные его лопатки, обработанные финишным высокоскоростным фрезерованием, представлены на рис. 10.

Осевое моноколесо с широкохордными лопатками, обработанное высокоскоростным финишным фрезерованием, представлено на рис. 11.

Таблица 1

Шероховатость поверхностей осевого моноколеса
после высокоскоростного фрезерования

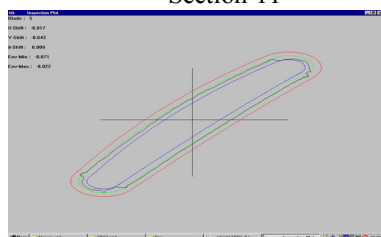
Условный номер лопатки	Значение шероховатости R _a , мкм				Среднее значение R _a , мкм
	Черт.	Измерения			
		1	2	3	
1	0,4	0,36	0,43	0,38	0,390
2		0,55	0,54	0,54	0,543
3		0,42	0,41	0,41	0,413
4		0,46	0,50	0,48	0,480
5		0,36	0,34	0,35	0,350
6	0,4	0,30	0,35	0,39	0,343
7		0,43	0,41	0,42	0,420
8		0,45	0,40	0,38	0,410
9		0,35	0,40	0,45	0,40
10		0,37	0,36	0,36	0,363
Ступица		0,25	0,25	0,25	0,25

Таблица 2

Точность поверхностей лопаток моноколес после высокоскоростного фрезерования

Номер лопатки	Наименование и значение отклонений											
	№ сечений		Смещение входной кромки в направлении оси X, мм		Смещение действит. профиля в направлении оси Y, мм		Угловой разворот профиля пера относительно оси Z, °		Отклонение профиля от теоретического на сторону, мм			
	Черт.	Схема	Черт.	Действ.	Черт.	Действ.	Черт.	Действ.	Чертеж		Действит.	
									кромки	спинка корыта	min	max
1	A ₃ –A ₃	A15	0,1	–0,034	±0,1	–0,033	0,33 (20°)	–0,001	–0,06	–0,1	–0,018	–0,004
	A ₆ –A ₆	A11		–0,006		–0,014		0,000			–0,027	–0,007
	A ₉ –A ₉	A13		–0,018	±0,3	–0,018		0,000			–0,022	–0,009
2	A ₃ –A ₃	A15	0,1	–0,037	±0,1	–0,069	0,33 (20°)	–0,001	–0,06	–0,1	–0,032	–0,008
	A ₆ –A ₆	A11		–0,025		–0,054		0,000			–0,035	–0,011
	A ₉ –A ₉	A13		–0,041	±0,3	–0,043		–0,001			–0,036	–0,010
3	A ₃ –A ₃	A15	0,1	–0,059	±0,1	–0,060	0,33 (20°)	–0,001	–0,06	–0,1	–0,035	–0,006
	A ₆ –A ₆	A11		–0,028		–0,047		0,000			–0,040	–0,009
	A ₉ –A ₉	A13		–0,061	±0,3	–0,036		–0,001			–0,027	–0,006
4	A ₃ –A ₃	A15	0,1	–0,020	±0,1	–0,063	0,33 (20°)	–0,001	–0,06	–0,1	–0,030	–0,012
	A ₆ –A ₆	A11		–0,022		–0,051		–0,001			–0,040	–0,013
	A ₉ –A ₉	A13		–0,026	±0,3	–0,023		0,000			–0,031	–0,012
5	A ₃ –A ₃	A15	0,1	–0,014	±0,1	–0,035	0,33 (20°)	–0,001	–0,06	–0,1	–0,028	–0,017
	A ₆ –A ₆	A11		–0,013		–0,029		0,000			–0,030	–0,014
	A ₉ –A ₉	A13		–0,017	±0,3	–0,027		0,000			–0,022	–0,011

Section 11



Section 15

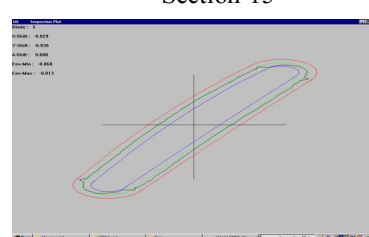


Рис. 9. Профилограммы поперечного сечения лопатки моноколеса после финишного высокоскоростного фрезерования

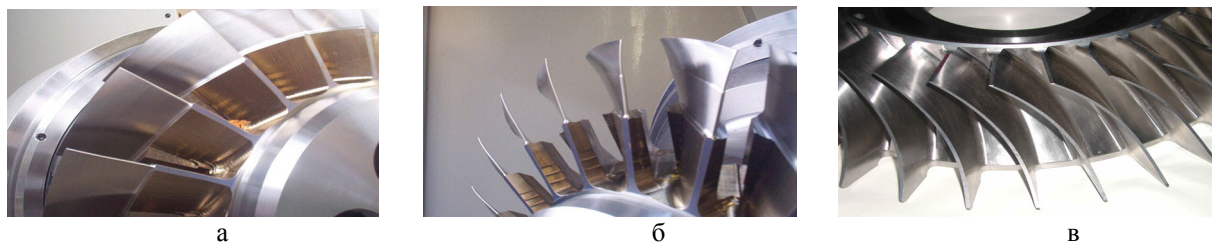


Рис. 10. Лопатки осевого моноколеса компрессора после финишного высокоскоростного фрезерования:
 а – лопатки со стороны спинки;
 б – лопатки со стороны выходных кромок;
 в – окончательно обработанное осевое колесо



Рис. 11. Осевое моноколесо с широкохордными лопатками после чистового фрезерования:
 а – вид с торца моноколеса;
 б – вид на ступицу моноколеса в межлопаточном пространстве со стороны торцов широкохордных лопаток

Перспективы дальнейших исследований.

Дальнейшие исследования должны быть направлены на изучение влияния технологической наследственности комплексной обработки, включающей высокоскоростное фрезерование и ППД, на несущую способность моноколес.

Заключение

Полученные результаты позволяют более целенаправленно применять высокоскоростное финишное фрезерование при обработке проточных поверхностей моноколес, а также более рационально устанавливать технологические условия и режимы обработки, обеспечивающие высокую точность и низкую шероховатость при изготовлении данных деталей.

Литература

1. Богуслаев А.В., Качан А.Я., Карась В.П. Высокоскоростное финишное фрезерование лопаток моноколес // Вестник двигателестроения, 2002. – № 1. – С. 110 – 111.
2. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД. Лопатки компрессора и вентилятора. Ч. 1. Монография / В.А. Богуслаев, Ф.М. Муравченко, П.Д. Жеманюк и др. – Запорожье: ОАО «Мотор Сич», 2003. – 396 с.

Поступила в редакцию 12.04.2004

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

УДК 621.923.048

С.Н. НИЖНИК¹, В.И. КУЦИПАК¹, В.А. МАТЮХИН²,
О.В. ПОКАТОВ³, В.Н. ФАНДЕЕВ⁴

¹ *Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

² *ГП Харьковский машиностроительный завод «ФЭД», Украина*

³ *ОАО «Мотор Сич», Украина*

⁴ *ОАО «Днепропетровский агрегатный завод», Украина*

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ МАГНИТНО-АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ СЛОЖНОФАСОННЫХ ДЕТАЛЕЙ ГТД

Рассмотрен метод магнитно-абразивной обработки малогабаритных компрессорных лопаток ГТД из труднообрабатываемых материалов, выполнен анализ существующих методов и устройств, применяемых при изготовлении лопаток. Представлены основные узлы и описана работа спроектированной установки для магнитно-абразивной обработки, которая позволяет осуществлять обработку сложнофасонных поверхностей.

компрессорные лопатки ГТД, магнитно-абразивная обработка, полирование

Введение

В настоящее время современные методы формообразования позволяют получать заготовки, по форме и размерам близкие к готовым деталям. Нерешенным остается вопрос последующего формирования заданных физико-механических и эксплуатационных свойств поверхностного слоя, а также окончательной доводки поверхности детали.

1. Формулирование проблемы

Определяющими в данном направлении являются финишные методы обработки как жестким, так и гибким инструментом.

Однако особые качества титановых сплавов требуют совершенствования известных и разработки новых методов обработки.

2. Решение проблемы.

Магнитно-абразивное полирование

Одним из перспективных методов финишной обработки является метод магнитно-абразивного полирования (МАП).

Компрессорные лопатки после вальцовки и об-

сечки требуют скругления входных и выходных кромок. Известные способы и устройства, после незначительных доработок, позволяют обрабатывать боковые поверхности и снимать заусенцы по контуру.

Следующим основным недостатком известных способов и устройств обработки плоских заготовок, в том числе и лопаток, является низкая производительность. В условиях для МАП с коаксиально расположенными четырьмя парами полюсных наконечников [1], при движении лопаток, происходит вынос порошка из рабочей зоны и оседание его на нерабочих поверхностях полюса. Это явление значительно снижает производительность обработки.

Использование кольцевой магнитной системы с замкнутыми полюсами позволяет частично решить данный вопрос, выброс порошка из рабочей зоны практически отсутствует [2, 3].

Объектом исследований служат лопатки компрессора, имеющие незначительную величину закрутки (изменение угла установки лопатки по высоте пера, т.е. от корневого сечения к концевому), в данном случае $2,618 \cdot 10^{-1}$ рад.

На операцию МАП они поступают после второй вальцовки и обсечки профиля пера. В результате второй вальцовки профиль пера считается окончательно сформированным за исключением входной и выходной кромок, которые должны иметь радиусы скругления передней кромки – $0,3 \cdot 10^{-3}$ м, задней – $0,15 \cdot 10^{-3}$ м. В результате обсечки кромки приобретают прямоугольную форму, на них образуются заусенцы.

В национальном аэрокосмическом университете на кафедре технологии авиадвигателестроения разработано оборудование для МАП сложногопрофильных деталей.

Установка для обработки компрессорных лопаток содержит механическую часть, электромагнитный индуктор, пульт управления и выпрямитель. Кинематическая схема установки показана на рис. 1.

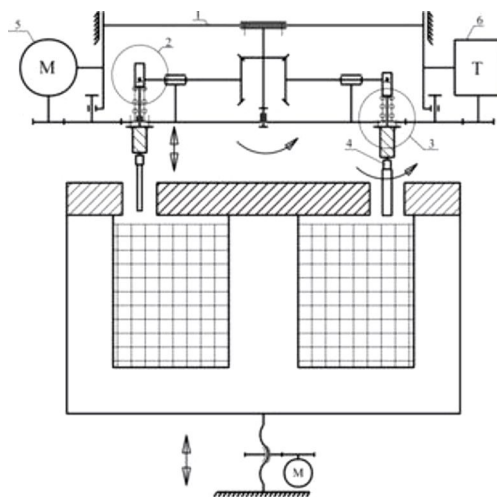


Рис. 1. Кинематическая схема установки для МАП компрессорных лопаток:

- 1 – основание;
- 2 – механизм осцилляции;
- 3 – механизм вращения заготовки;
- 4 – зажим детали;
- 5 – привод;
- 6 – тахометр

В состав механической части входят следующие узлы системы: основание установки; механизм покачивания и осцилляции; зажим детали; приводы (двигатели 4П08ОВ1 УХЛ4, 1,1 кВт, 220 В, 3000 об/мин ТУ 16-527, ЭОБ-85), тахометр (ТМГ-

30У ТУ 16.512.077-75).

Основание представляет собой сборную Г-образную раму, имеющую полозья для установки и крепления направляющих, а также необходимые посадочные отверстия для фиксации привода, тахометра и других деталей. Основание устанавливается в направляющих с возможностью перемещения в вертикальном направлении. При необходимости фиксируется в направляющих.

Приводом механизма покачивания и осцилляции, как и главного рабочего движения – вращения лопаток в кольцевой рабочей зоне, служит электродвигатель, который крепится на основании установки и через зубчатое зацепление передает крутящий момент диску, на котором крепится механизм покачивания и осцилляции.

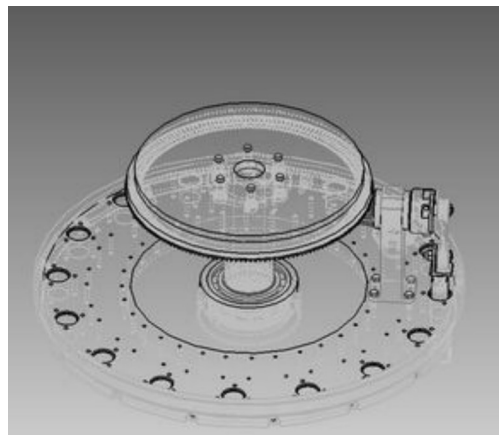


Рис. 2. Диск с механизмом осцилляции

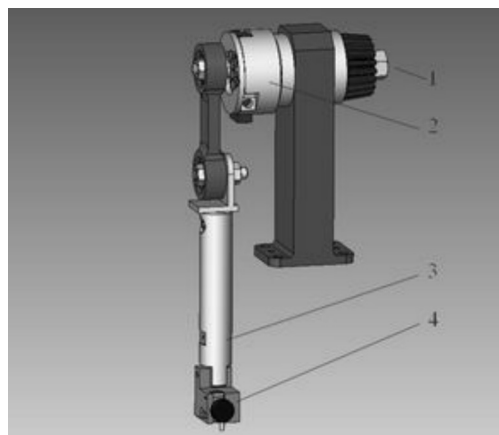


Рис. 3. Механизм осцилляции:
1 – ось; 2 – эксцентрик;
3 – вертикальная ось;
4 – зажим

На диске (рис. 2) равномерно по окружности, могут крепиться до 16 механизмов осцилляции (рис. 3), т.е. одновременно обрабатываться до 16-ти лопаток.

Работа механизма осцилляции

Диск вращается от привода через зубчатое зацепление относительно оси основания. При помощи конического зацепления приводится во вращение ось 1, на одном конце которой крепится эксцентрик 2. Эксцентрик сообщает возвратно-поступательное движение вертикальной оси 3, на конце которой в зажиме 4 фиксируется лопатка.

Лопатки крепятся по месту замка в специальных зажимах (рис. 4). Зажим состоит из корпуса 1, прижима 2, винта 3 и пружины. Место установки лопатки представляет собой спрофилированный под замок лопатки типа «ласточкин хвост» паз. Лопатка устанавливается в паз до упора и фиксируется прижимом с помощью винта 3. Конструкция зажима позволяет крепить лопатки разных типоразмеров. С помощью болтового соединения зажим крепится на оси.

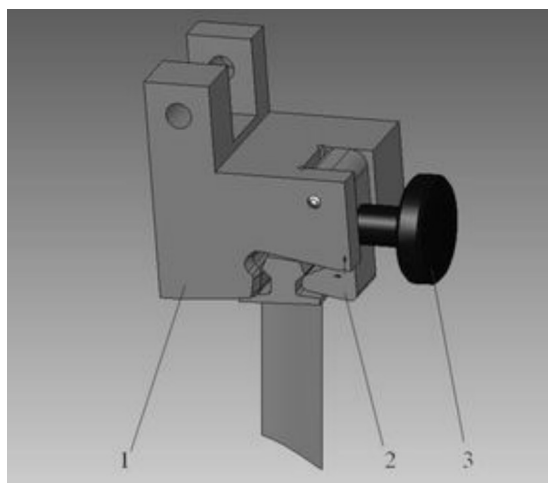


Рис. 4. Зажим:

- 1 – корпус зажима;
- 2 – прижим; 3 – винт

Работа механизма покачивания

Ось 1 (рис. 5) совершает возвратно-поступательное движение по втулке 2, установленной на диске 3.

Кроме того, ось 1 проходит через втулку 4 (рис. 6), в которой имеется паз, расположенный под углом α к вертикальной оси 1. В паз установлен подшипник 5, который крепится с оси 1. Совершая возвратно-поступательное движение, ось 1 поворачивается на определенный угол γ . Угол разворота γ задается углом наклона α и величиной вертикального перемещения оси 1, т.е. эксцентриситетом.

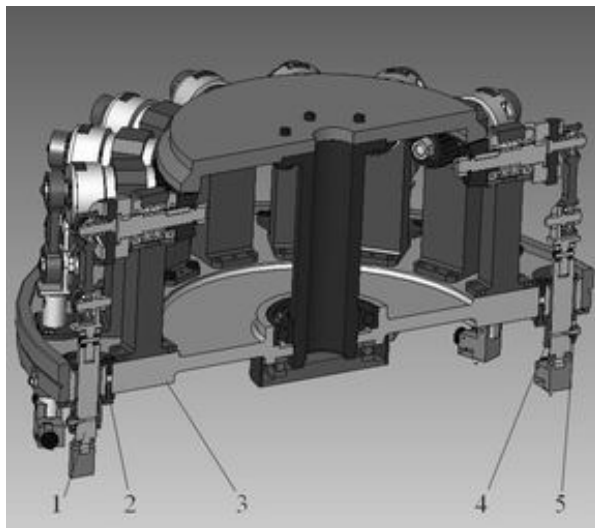


Рис. 5

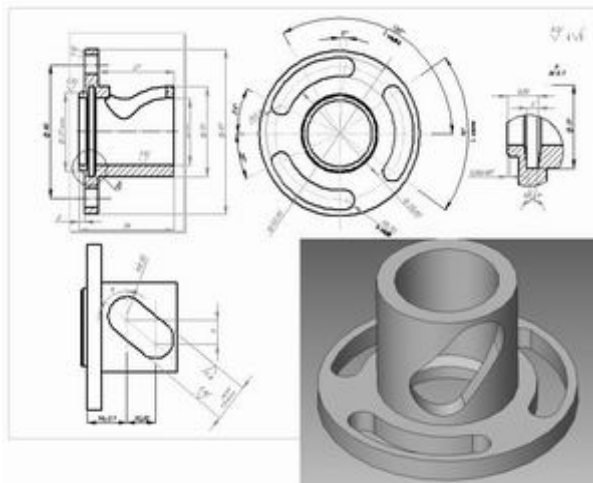


Рис. 6. Втулка направляющая

Кроме двух описанных движений осцилляции в вертикальном направлении и качении относительно вертикальной оси, лопатка совершает вращение относительно вертикальной оси основания в кольцевой рабочей зоне магнитной системы.

Электромагнитная система (рис. 7) состоит из магнитопровода Ш-образной формы в сечении, полюсных наконечников и электромагнитной катушки, обмотка которой выполнена из медной шины. Выводы катушки подсоединяются к выпрямителю и от него к пульту управления. Полюсные наконечники образуют кольцевую рабочую зону бесконечной длины. При включении выпрямителя в зазорах электромагнитов возникает магнитное поле, величина и напряженность которого определяется количеством ампервитков, материалом магнитопровода и точностью сборки магнитной системы. На рабочей поверхности полюсов равномерно нанесены концентраторы магнитного потока в виде пазов. Кольцевые полюса электромагнитной системы сменные. Толщина полюсов и величина рабочей зоны определяется размерами обрабатываемых лопаток (высотой, толщиной пера и радиусами входной и выходной кромок).

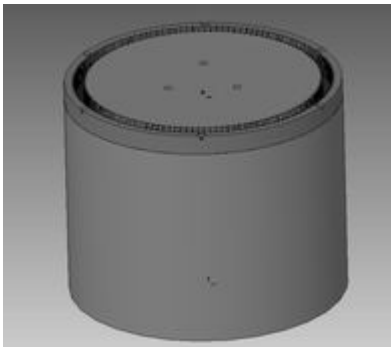


Рис. 7

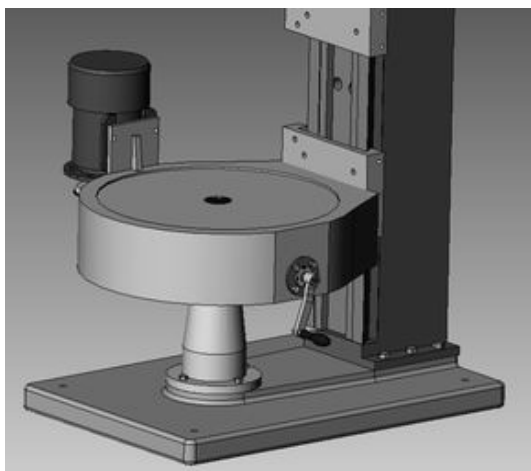


Рис. 8

Электромагнитная система устанавливается на столе (рис. 8) с возможностью вертикального перемещения.

Как видно из описанных выше механизмов, одним из достоинств разработанной установки для магнитно-абразивного полирования компрессорных лопаток, является ее простота, осуществление всех рабочих движений осуществляется от одного привода.

Регулирование скорости вращения осуществляется за счет изменения числа оборотов двигателя; частоты осцилляции – за счет изменения числа оборотов двигателя и подбор конической шестерни; амплитуды осцилляции – за счет подбора эксцентрика для изменения эксцентриситета; амплитуды угла колебаний – за счет изменения угла втулки, изменение эксцентриситета.

Описание работы установки

Обработка партии лопаток на установке (рис. 9) осуществляется следующим образом. Перед тем как произвести обработку, необходимо настроить установку на заданный типоразмер лопаток. Для этого выбираются и крепятся полюсные наконечники на электромагнитном индукторе с необходимой высотой и величиной рабочей зоны, соответствующей размерам обрабатываемых лопаток. Затем с помощью эксцентрика и направляющей втулки, расположенных в механической части установки, задаются требуемые величина осцилляции и угол покачивания. В рабочую зону электромагнитного индуктора (ЭМИ) засыпается магнитно-абразивный порошок (обычно 500...600 грамм). В результате подключения ЭМИ к источнику питания и с помощью регуляторов в кольцевой рабочей зоне создается электромагнитное поле, которое формирует магнитно-абразивный порошок в режущий инструмент. Изменяя мощность электромагнитного поля, можно управлять «жест-

костью» инструмента. Лопатки, по месту замка, крепятся в зажимах. При помощи подъемного устройства индуктора лопатки вводятся в кольцевую рабочую зону. Затем включается электродвигатель, служащий приводом установки, в результате чего происходит движение лопаток в кольцевой рабочей зоне ЭМИ и их обработка. С помощью описанных выше механизмов, лопатка, перемещаясь в рабочей зоне, совершает три движения:

- первое – вращение вокруг оси диска, перемещаясь кольцевой зоне со скоростью V (м/с),
- второе – совершает вертикальное перемещение, т.е. происходит движение осцилляции f (с⁻¹) с амплитудой a (мм);
- третье – лопатка совершает колебательное движение относительно своей оси с амплитудой a_0 (град.).

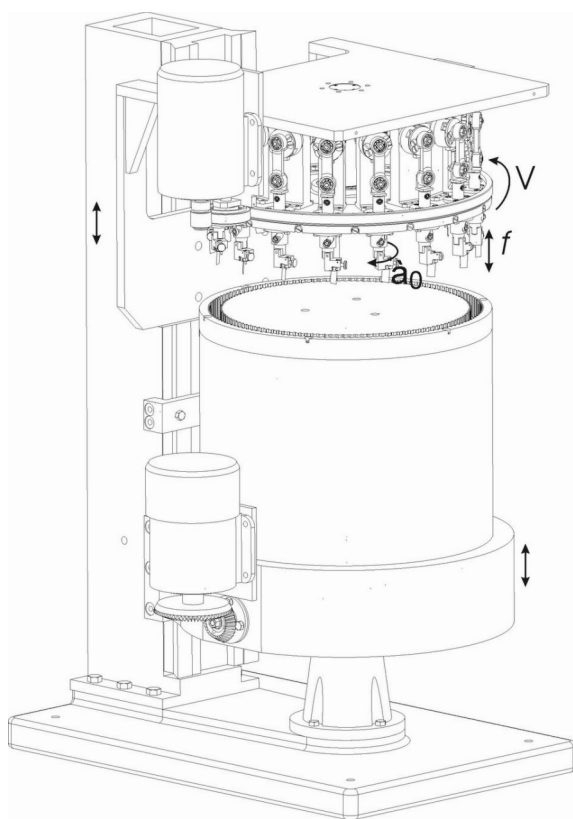


Рис. 9. Общий вид установки для магнитно-абразивного полирования компрессорных лопаток ГТД

Заключение

Магнитно-абразивная обработка обеспечивает высокое качество обрабатываемой поверхности деталей из различных материалов, в том числе твердых сплавов. Особенности инструмента при МАО позволяют осуществлять обработку разнообразных поверхностей. Модульная конструкция позволяет без особых затрат времени переналадить оборудование на различные габариты заготовок путем замены полюсных наконечников, а механизм осцилляции может быть заменен приспособлением для крепления цилиндрических заготовок с возможностью обрабатывать детали типа плунжеров. Спроектированное оборудование позволяет снизить процент ручного труда на производстве, повысить производительность и качество обработки за счет механизации и автоматизации процессов.

Литература

1. Шлюко В.Я., Майборода В.С., Гридасова Т.Я. Особенности перемещения порошка при магнитно-абразивной полировке малогабаритных деталей сложной конфигурации // Порошковая металлургия. – 1985. – № 7. – С. 90 – 95.
2. Кулагин А.И. Исследование, разработка технологии и оборудования для магнитно-абразивной обработки деталей авиационных двигателей с напыленными покрытиями: Дис. канд. техн. наук. – Х., 1993. – 194 с.
3. Богуслаев В.А., Долматов А.И., Жеманюк П.Д., Кулагин А.И., Михайлуца В.Г., Симоненко В.А. Детонационное нанесение на детали авиадвигателей и технологические оснащения с последующей магнитно-абразивной обработкой. – Запорожье: "Дека", 1996. – 366 с.

Поступила в редакцию 25.05.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Я. Мовшович, ГП "Харьковского научно-исследовательского института технологии машиностроения", Харьков.

УДК 621.74.045

В.Ф. СОРОКИН¹, А.В. МАЛАХАТКО²¹*ГП «Институт машин и систем», Харьков, Украина*²*ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина*

ОСОБЕННОСТИ ОЦЕНКИ ТЕМПЕРАТУРНОГО И НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПРЕСС-ФОРМ ДЛЯ ЛИТЬЯ ЛОПАТОК АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассмотрена методология компьютерного анализа литейных процессов, происходящих в пресс-формах для литья по выплавляемым моделям лопаток турбины. Анализ основан на применении при проектировании модельных и стержневых пресс-форм данных, полученных в результате расчета на прочность, а также гидродинамического и теплового расчетов.

формообразующая оснастка, выплавляемая модель, лопатка, компьютерное моделирование, аналитический эталон, заполнение пресс-формы, теплопередача, прочность

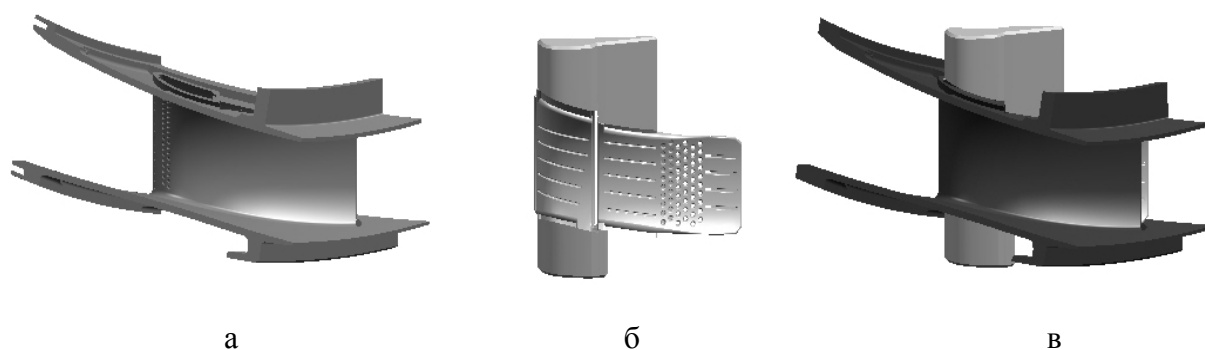


Рис. 1. Аналитические эталоны: а – лопатки соплового аппарата; б – керамического стержня; в – выплавляемой модели со стержнем

Повышение ресурса и надежности авиационных двигателей значительно усложнило конструкцию лопаток, особенно охлаждаемых, что привело к увеличению трудоемкости технологической подготовки производства. Заготовки охлаждаемых лопаток получают методом точного литья по выплавляемым моделям [1, 2]. Технологический процесс получения отливок этим методом включает в себя прессование выплавляемых восковых моделей (рис. 1, в) и керамических стержней, оформляющих внутренние поверхности лопаток (рис. 1, б).

Пресс-формы для изготовления выплавляемых моделей и стержней лопаток отличаются большим разнообразием конструкций, что обусловлено слож-

ной геометрией лопаток. Как правило, в пресс-формах имеется несколько направлений разъема и значительное количество отъемных частей, оформляющих поднутрения (рис. 2).

1. Формулирование проблемы

В настоящее время широкое развитие получили прогрессивные автоматизированные способы проектирования формообразующей оснастки для производства лопаток, основанные на применении компьютерных помощников инженера и CAD/CAM/CAE систем. Решение этой проблемы для турбинных лопаток авиационных двигателей рассмотрено в работах [3 – 6] и др.

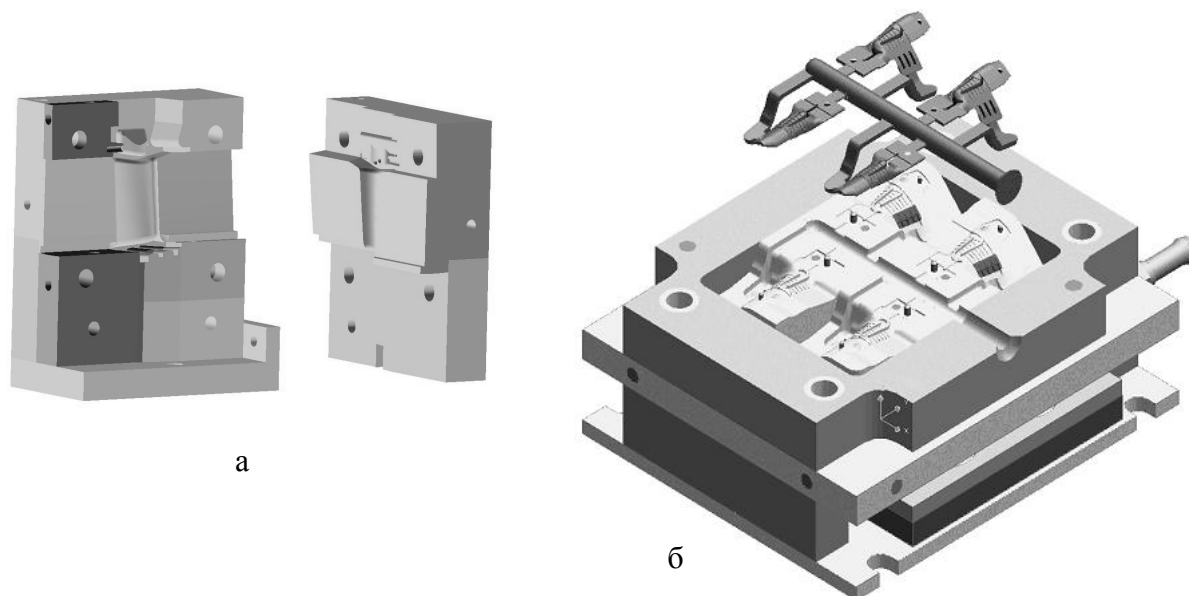


Рис. 2. Аналитические эталоны деталей:
а – съемной модельной пресс-формы; б – стационарной стержневой пресс-формы

В [4] представлена компьютерная технология подготовки производства лопаток (метод аналитических эталонов), обеспечивающая значительное сокращение сроков создания формообразующей оснастки при повышении ее качества. Данный метод предусматривает замену рабочих чертежей лопаток и оснастки аналитическими эталонами (объемными математическими моделями, построенными на языке аналитической геометрии) и комплексную автоматизацию всех этапов проектирования и изготовления оснастки.

В [5, 6] описаны прогрессивные способы проектирования и изготовления модельных и стержневых пресс-форм для производства лопаток, основанные на применении: трехмерного компьютерного моделирования; систем быстрого прототипирования (стереолитография, LOM-технология); деталей пресс-форм из композиционных материалов (эпоксипластов); станков с ЧПУ для высокоскоростной фрезерной и объемной электроэрозионной обработки.

В [3] представлены конструкции стационарных

стержневых пресс-форм, в которых полностью механизированы операции сборки-разборки формы.

В работах по данной проблеме отмечается, что наиболее ответственным и творческим этапом проектирования пресс-формы является формирование поверхностей и направлений разреза, а также геометрическая увязка формообразующих деталей. Из-за сложности геометрии лопаток минимизация количества поверхностей разреза зависит от квалификации конструктора и совершенства системы геометрического моделирования.

Однако процесс проектирования оснастки нельзя сводить только к построению ее геометрии без анализа процессов заполнения формы модельной массой и ее отвердевания, а также анализа температурного и напряженно-деформированного состояния пресс-формы.

В настоящее время на авиадвигателестроительных предприятиях такой анализ проводится по упрощенной методике [2], без учета особенностей геометрической формы лопаток. При этом практические результаты зачастую сильно отличаются от

расчетных, поэтому много времени тратится на доводку пресс-форм.

Целью данной статьи является разработка методологии компьютерного анализа литейных процессов, происходящих в пресс-формах для литья по выплавляемым моделям лопаток турбины, основанного на гидродинамическом, тепловом и прочностном расчетах.

2. Гидродинамический расчет

Правильно запроектированная пресс-форма должна обеспечивать выход воздуха из формообразующих полостей и свободную усадку моделей при прессовании. Для проверки этих возможностей необходимо при проектировании произвести гидродинамический расчет заполнения формы прессуемым составом и тепловой расчет затвердевания моделей и стержней.

Цель гидродинамического расчета – определение количества, размеров и местонахождения воздушных пробок, образующихся при перекрытии прессуемым составом зазоров между деталями пресс-формы.

Для этого расчета можно воспользоваться математической моделью нестационарного ламинарного течения вязкой жидкости, описываемой системой дифференциальных уравнений Навье – Стокса и уравнением неразрывности.

$$\begin{cases} -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x(y, z)} + \nu \nabla^2 V_x(V_y, V_z) = \frac{\partial V_x(V_y, V_z)}{\partial t}; \\ \frac{\partial V_x}{\partial t} + \frac{\partial V_y}{\partial t} + \frac{\partial V_z}{\partial t} = 0, \end{cases}$$

где ρ – плотность состава, кг/м³;

P – давление прессования, Па;

ν – кинематическая вязкость, м²/с;

V_x, V_y, V_z – проекции скорости движения состава, м/с;

t – время, сек.

Граничные условия на входе имеют вид:

$$P_0 = P_{\text{пресс}}; \quad V_0 = \frac{P_{\text{пресс}} d^2}{32 \mu l},$$

где $P_{\text{пресс}}$ – давление прессования, Па;

d – диаметр впускного отверстия, м;

l – длина впускного отверстия, м;

μ – динамическая вязкость состава, Па·сек.

Граничные условия на стенках пресс-формы:

$$V_x = V_y = V_z = 0.$$

Если гидродинамический расчет выявит наличие воздушной пористости, превышающей предельно допустимую величину, то в местах наиболее крупных воздушных пробок необходимо предусмотреть вентиляционные каналы или перепроектировать детали пресс-формы, изменив поверхности и направления разъема.

3. Тепловой расчет

Целью теплового расчета является определение тепловых нагрузок в деталях пресс-формы, так как для обеспечения свободной усадки прессуемых изделий и сокращения цикла работы пресс-формы необходимы равномерное затвердевание состава и отвод выделяющейся теплоты.

Для расчета применим математическую модель нестационарной теплопередачи по поперечным сечениям пресс-формы и свободной конвекцией по ее наружным поверхностям, которая описывается дифференциальным уравнением Фурье.

$$\rho C \frac{dT}{dt} + \nabla(K \nabla T) + q = 0,$$

где C – удельная теплоемкость, Дж/кг·К;

T – температура, К;

K – коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·К;

q – плотность теплового потока, выделяющегося при отвердевании изделия, Вт/м².

В качестве начальных условий задается начальная температура застывания модельного или стержневого состава, а в качестве граничных условий – температура окружающей среды и коэффициент теплоотдачи.

При выявлении в результате теплового расчета критических мест, вызывающих увеличение времени застывания состава, конструктор пресс-формы должен предусмотреть в этих местах каналы охлаждения, заполненные хладагентом. Проверочный расчет, выполненный с учетом теплоты, отводимой хладагентом, должен подтвердить эффективность системы охлаждения пресс-формы.

На рис. 3 представлена схема распределения температурных полей стальной детали лопаточной пресс-формы. Анализ этих полей позволяет сделать вывод о достаточно равномерном затвердевании стержневого состава и хорошем отводе выделяющейся теплоты.

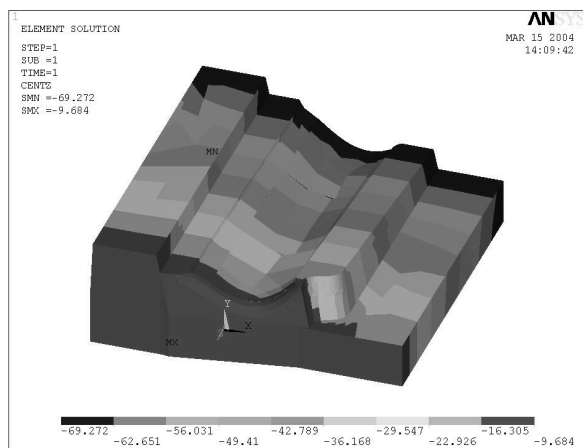


Рис. 3. Распределение температурных напряжений при тепловом расчете

Расчет подтвердил интуитивное представление о том, что позже всего затвердеет слой в районе запрессовочного канала, куда стержневой состав попадет в последнюю очередь. В это время наиболее удаленный от запрессовочного канала слой уже затвердеет. Поэтому можно констатировать, что для

съемной пресс-формы, которая разбирается вручную, принудительное охлаждение не требуется, так как время, затрачиваемое на съем и разборку пресс-формы, будет значительно больше времени впрыска состава. Если же пресс-форма стационарная (разбирается автоматически), то принятие решения о системе охлаждения будет зависеть от технических характеристик литейной машины.

В дополнение следует заметить, что если деталь пресс-формы будет не из металла, а, например, из эпоксипласта, то теплоотдача значительно замедлится и система охлаждения потребует.

4. Расчет на прочность

Для прогнозирования надежности и долговечности работы пресс-формы необходим анализ характеристик напряженно-деформированного состояния, включающих: поле распределения напряжений в деталях пресс-формы; значения максимальных, средних и амплитудных напряжений и деформаций; коэффициенты концентрации напряжений и др.

Статистика поломок пресс-форм показывает, что разрушения носят в основном усталостный характер и начинаются в местах концентрации напряжений. Усталостная прочность в значительной степени зависит от величины и характера действующих нагрузок, формы и размеров деталей, структуры материала, конфигурации поверхностей разреза и др. Кроме того, усталостная прочность зависит от типа пресс-формы, поскольку у модельных и стержневых пресс-форм значительно отличаются свойства пресуемого состава и давление прессования.

Модельный состав на основе расплавленного воска прессуется при давлении менее 10^6 Па (10 ат). Поэтому для модельной пресс-формы достаточно выполнить только проверочный расчет на жесткость с определением максимальной стрелки прогиба.

Огнеупорный стержневой состав изготавливается

из абразивных материалов на основе мелкодисперсного электрокорунда и маршалита. Запрессовка стержневого состава в форму осуществляется при давлении $5 \dots 7 \cdot 10^7$ Па (50...70 ат) и значительных силах трения, что приводит к значительному износу стержневых пресс-форм в процессе эксплуатации. Особенно активному износу подвержены мелкие ажурные элементы формообразующих поверхностей (ребра, штырьки, канавки и т.п.), к точности изготовления которых предъявляются повышенные требования.

Поэтому детали стержневых пресс-форм необходимо проверить на: статическую прочность; жесткость с определением максимальной стрелки прогиба; циклическую выносливость и износостойкость.

После выполнения серии расчетов на прочность при различных исходных данных, отбираются варианты, обеспечивающие необходимый срок службы пресс-формы и заданную точность прессования, зависящую от стрелки прогиба.

На рис. 4 показано распределение напряжений стержневой пресс-формы при расчете на статическую прочность. Наибольшие коэффициенты концентрации напряжений, как и ожидалось, сосредоточены на кромках стержня и поверхностях разъема.

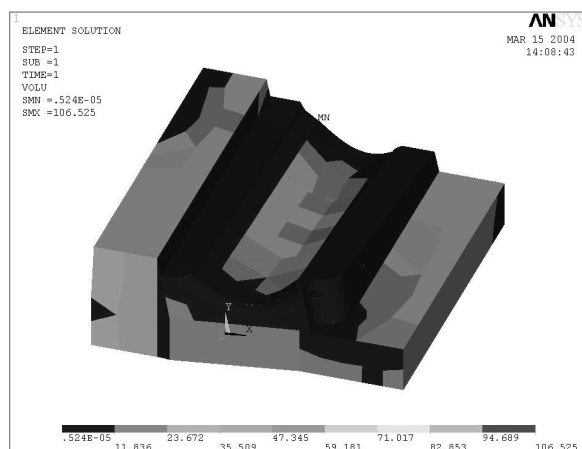


Рис. 4. Распределение напряжений при расчете на статическую прочность

Одним из эффективных способов снижения коэффициента концентрации напряжений является скругление острых кромок. Однако в пресс-формах скругление острых кромок, образованных линией разъема, приводит к искажению геометрии прессуемой детали. Поэтому, если требуется повысить ремонтпригодность и срок службы пресс-формы, то ее наиболее нагруженные элементы проектируются и изготавливаются как отдельные съемные детали.

5. Инструмент компьютерного анализа

Практическое выполнение гидродинамического, теплового и прочностного расчетов в вышеприведенной постановке невозможно без мощного компьютера и соответствующего программного обеспечения. В настоящее время существует несколько систем компьютерного моделирования процессов литья, например: LVMFlow, PROCast, MAGMA, Quick Fill, MOLDFlow, Star CD, ANSYS и др. Эти системы позволяют исследовать процесс заполнения формы, кинетику охлаждения отливки и ее кристаллизации, образование усадочных дефектов. Они обеспечивают автоматизацию рабочего места технолога-литейщика и применяются также для расчетов давления прессования, размеров литниковой системы, места подвода прессуемого состава.

Однако не все из перечисленных систем годятся для исследования процессов литья лопаток по выплавляемым моделям, так как специализируются на других видах литья. Например, система LVMFlow предназначена для моделирования литья металлических сплавов в песчано-глинистые формы; система Quick Fill для моделирования литья пластмасс под давлением.

По нашему мнению, наиболее универсальным инструментом для выполнения гидродинамических,

тепловых и прочностных расчетов лопаточных пресс-форм в настоящее время является система ANSYS. Она базируется на математическом методе конечных элементов и позволяет выполнять расчеты для сложных криволинейных поверхностей, из которых состоят лопатки авиационных двигателей.

Поля распределения напряжений, иллюстрирующие излагаемый материал (рис. 3, 4), рассчитаны в системе ANSYS.

Заключение

Разработанная методология оценки температурного и напряженно-деформированного состояния пресс-форм для литья лопаток, основанная на применении трехмерной конечно-элементной математической модели, обеспечивает переход на новый, более совершенный уровень производства формообразующей оснастки, отвечающий современным требованиям рынка.

Использование для принятия проектных решений не только геометрического, но и гидродинамического и теплового расчетов, а также расчета на прочность, позволяет повысить качество, надежность, износостойкость и долговечность конструкции пресс-формы, сократить трудоемкость ее доводки и срок ввода в эксплуатацию.

В данной статье рассмотрены в основном постановочные аспекты решения проблемы математического моделирования и анализа литейных процессов, происходящих в пресс-формах для литья лопаток авиационных двигателей. Перспективы дальнейших исследований в данном направлении связаны с разработкой методик и алгоритмов решения задач гидродинамического, теплового и прочностного расчетов, а также с проведением численных экспериментов для различных типов лопаток турбины и соплового аппарата.

Литература

1. Богуслаев В.А., Качан А.Я., Мозговой В.Ф., Корневский Е.Я. Технология производства авиационных двигателей. – Запорожье: ОАО «Мотор Сич», 2000. – 930 с.
2. Литье по выплавляемым моделям. – Под ред. Н.И. Шкленника и В.А. Озерова. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1971. – 434 с.
3. Жеманюк П.Д., Малахатко А.В., Сорокин В.Ф. Стационарные пресс-формы для прессования стержней охлаждаемых лопаток авиационных двигателей // Вестник двигателестроения. – 2003. № 1. – С. 134 – 139.
4. Сорокин В.Ф. Компьютерная технология подготовки производства лопаток авиационных двигателей // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ «ХАИ». – 2003. – Вып. 17. – С. 57 – 63.
5. Липский Е.Р., Сорокин В.Ф. Прогрессивные способы проектирования и изготовления пресс-форм для выплавляемых моделей лопаток турбин // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ «ХАИ». – 2002. – Вып. 14. – С. 15 – 24.
6. Сорокин В.Ф., Головатый А.А. Проектирование и изготовление стержневых пресс-форм для охлаждаемых лопаток турбины методом аналитических эталонов // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ «ХАИ». – 2003. – Вып. 16. – С. 50 – 58.
7. Wolfgang Maus, Hartmut Rockmann, Rudolf Seefeldt. Simulation as tool in high pressure die casting processes. MAGMA, 2002. – 23 p.

Поступила в редакцию 28.05.2004

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

УДК 621.793.74

Н.В. БЕЛАН¹, В.В. КОЛЕСНИК¹, С.С. ИВАЩЕНКО¹, В.П. КОЛЕСНИК¹,
Д.В. СЛЮСАРЬ¹, А.Н. ПРОКОПЕНКО²

¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

²ОАО «Мотор Сич», Украина

ФОРМИРОВАНИЕ МНОГОСЛОЙНЫХ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ

Разработана инженерная методика расчета компонентного состава многослойного многокомпонентного покрытия. Проведены эксперименты по получению многокомпонентных покрытий типа Me-Cr-Al-Y с различным процентным содержанием компонентов. В качестве иллюстрации достоверности методики рассмотрен случай увеличения процентного содержания алюминия и добавления никеля. Расчетное процентное содержание дополнительных компонентов сплава удовлетворительно совпадает с экспериментально полученными данными. Предложенная методика может быть использована при предварительной оценке процентного содержания компонентов в формируемом покрытии, а также для определения степени регулировки стехиометрии в процессе формирования покрытия.

формирование покрытий, многослойные покрытия, защитные покрытия, стехиометрия, ионное распыление, ионный магнетрон

Введение

Для защиты деталей транспортных и энергетических машин, которые работают в тяжелых внешних условиях (повышенные температуры, вибрация, эрозия, коррозия и т.д.), используются многослойные многокомпонентные защитные покрытия.

Существует довольно много способов получения защитных покрытий. Фундаментальные работы по исследованию физических процессов в электроракетных двигателях послужили толчком к развитию новых методов нанесения покрытий в вакууме, использующих различные формы электрического разряда.

1. Формулирование проблемы

В настоящее время одной из важнейших задач вакуумных технологий является получение многослойных многокомпонентных покрытий. Интерес к таким покрытиям вызван более широким спектром их свойств по сравнению с однокомпонентными покрытиями. При получении однокомпонентных

покрытий на первое место выходила задача повышения производительности процесса при одновременном снижении энергетических затрат и улучшении качества покрытий. Эта задача была решена [1 – 3]. При формировании же конденсатов на основе многокомпонентных материалов на первое место выходит другая задача: получение покрытий заданного состава.

Сопоставляя особенности известных вакуумных методов формирования покрытий, необходимо отметить, что для выполнения поставленной задачи магнетронный метод ионного распыления обладает рядом безусловных преимуществ по сравнению с другими вакуумными методами. Одним из наиболее важных преимуществ магнетронных методов осаждения покрытий, в свете поставленной задачи, является то, что пленки многокомпонентных материалов, полученные этими методами, в большинстве случаев имеют тот же состав, что и материал распыляемого катода [4, 5]. Однако довольно часто в состав жаропрочных сплавов входят химически ак-

тивные элементы (например, алюминий, иттрий, титан и др.), которые реагируют с остаточной атмосферой в вакуумной камере. Поэтому для сохранения стехиометрии формируемого многокомпонентного покрытия возникает необходимость коррекции процентного содержания компонентов распыляемого сплава. Классические схемы магнетронных систем распыления, применяемых для получения многокомпонентных покрытий, предполагают необходимость использования катода из того же материала. Следовательно, для регулировки стехиометрии многокомпонентных покрытий в процессе их формирования возникает необходимость введения в рабочую зону дополнительных корректирующих катодов, что ведет к усложнению конструкции технологического отсека и систем электропитания и является существенным недостатком.

2. Решение проблемы

Разработанная в ХАИ установка на базе ионного магнетрона с виртуальным плазменным анодом [6] устраняет некоторые из недостатков. Она позволяет формировать покрытие путем совместного распыления катодов-мишеней, изготовленных из материалов компонентов покрытия и проводить регулировку стехиометрии многокомпонентных покрытий в процессе их формирования. Учитывая физические характеристики материалов, составляющих покрытие, геометрию катодов-мишеней и изменение плотности тока на них, можно предварительно оценить получаемый состав покрытия.

Для разработки методики расчета процентного содержания компонентов многокомпонентного покрытия вводится предположение, что формирование покрытия каждого компонента происходит послойно и отношение толщины пленки одного из компонентов к общей толщине полученного конденсата

численно равно процентному содержанию данного компонента. Тогда в общем случае толщина покрытия определяется как

$$\delta = V_{\text{ос}} \cdot t_{\text{ос}}, \quad (1)$$

где $V_{\text{ос}}$ – скорость осаждения;

$t_{\text{ос}}$ – время осаждения покрытия.

Скорость осаждения покрытия $V_{\text{ос}}$ пропорциональна скорости распыления V_p :

$$V_{\text{ос}} = K_{\text{и}} \cdot V_p, \quad (2)$$

где $K_{\text{и}}$ – коэффициент использования распыляемого материала, учитывающий потери массы на конструктивных элементах вакуумной камеры, который определяется экспериментально. Величина $K_{\text{и}}$ зависит от свойств распыляемого материала, технологических параметров системы (давления плазмообразующего газа, подводимой к разряду мощности, плотности тока на катодах, величины потенциала на подложке, а также конструктивных особенностей технологического отсека) и лежит в пределах 0,5...0,9.

Скорость распыления определяется как произведение коэффициента распыления материала, зависящего от энергии ионов плазмообразующего газа, бомбардирующих катод-мишень на объем распыленного материала с катода-мишени в единицу времени с единичной площадки. Принимаем коэффициент аккомодации $\alpha \approx 1$, то есть все распыленные частицы, попавшие на подложку, осаждаются на ней. Тогда скорость осаждения покрытия имеет вид:

$$V_{\text{ос}} = K_{\text{и}} \cdot K_p(E_i) \cdot \gamma_{\text{уд}}, \quad (3)$$

где $K_p(E_i)$ – коэффициент распыления материала, зависящий от энергии ионов плазмообразующего газа, бомбардирующих катод-мишень;

$\gamma_{\text{уд}}$ – объем распыленного материала с катода-мишени в единицу времени с единичной площадки.

Так как коэффициент аккомодации $\alpha \approx 1$, то объем осажденного материала, получаемый в единицу времени t на единичной площадке, может быть представлен в виде

$$\gamma_{уд} = \frac{M}{\rho \cdot S_{общ} \cdot t}, \quad (4)$$

где ρ – плотность распыляемого материала;

$S_{общ}$ – общая площадь поверхности, на которую наносится покрытие;

M – распыленная с катода-мишени масса, которая определяется как произведение массы распыляемой одной частицей m на общее количество частиц, бомбардирующих мишень N :

$$M = m \cdot N, \quad (5)$$

где m – определяется как произведение атомного веса распыляемого материала A и атомной единицы массы m_a :

$$m = A \cdot m_a, \quad (6)$$

а число частиц, бомбардирующих катод-мишень – N , можно выразить через технологический параметр j_k :

$$N = \frac{j_k \cdot S_M}{e}, \quad (7)$$

где j_k – плотность тока на катод-мишень;

S_M – площадь поверхности распыляемого компонента;

e – элементарный заряд.

Учитывая выражения (5) – (7) выражение (4) удобно представить в виде:

$$\gamma_{уд} = \frac{M}{\rho} = \frac{A \cdot m_a}{\rho \cdot S_{общ} \cdot t} \cdot \frac{j_k \cdot S_M}{e}. \quad (8)$$

Подставив выражение (8) в выражение (3) получим:

$$V_{ос} = K_{и} \cdot K_p(E_i) \cdot \frac{S_M}{S_{общ}} \cdot \frac{A \cdot m_a}{\rho \cdot t} \cdot \frac{j_k}{e}. \quad (9)$$

Таким образом, толщина однокомпонентного покрытия ($i = 1$) на единичной площадке имеет вид

$$\delta_1 = K_{и1} \cdot K_p(E_{i1}) \cdot \frac{S_M}{S_{общ}} \cdot \frac{A_1 \cdot m_a}{\rho_1 \cdot t} \cdot \frac{j_{k1}}{e} \cdot t_{ос1}. \quad (10)$$

В качестве модельного покрытия было выбрано двухкомпонентное покрытие алюминидного типа и проведены эксперименты по определению толщины и скорости осаждения компонентов покрытия.

На первом этапе при осаждении пленки из одного из компонентов покрытия (другой компонент не распылялся) определялась толщина покрытия, полученного в единицу времени на единичной площадке. Затем та же самая операция проводилась для другого компонента.

Далее одновременно осаждался алюминий и никель (при тех же условиях, что и при осаждении одного из компонентов). Определение толщины полученного покрытия показало, что ее (толщину) можно приближенно оценить как сумму толщин каждого из компонентов, если бы они осаждались послойно. Результаты рентгенофлуоресцентного анализа показали, что соотношение толщин компонентов численно равно процентному содержанию этих компонентов в покрытии (в пределах погрешности эксперимента).

Таким образом, при формировании многокомпонентного покрытия его толщину можно рассматривать как сумму толщин покрытий каждого компонента:

$$\delta_{\Sigma} = \sum_{i=1}^N \delta_i. \quad (11)$$

Для получения многокомпонентных покрытий использовался ионный магнетрон [7]. Рассмотрим элементарную зону, которая включает в себя несколько катодов-мишеней, изготовленных из различных материалов.

Известно, что плотность потока массы обратно пропорциональна квадрату расстояния от мишени до подложки [3]. Так как подложка совершает планетарное движение вокруг катодов-мишеней, то можно считать, что расстояния от мишеней, изготовленных из различных материалов, до подложки приблизительно равны и в дальнейших рассуждениях разницу этих расстояний, можно не учитывать.

Процентное содержание компонента в покрытии зависит от отношения площади распыляемой поверхности катодов-мишеней, изготовленных из материала данного компонента к общей площади приемной поверхности, на которую осаждается покрытие. В данном случае приемной поверхностью является обечайка, в плоскости которой движется подложка. Этот факт обусловлен радиальным разлетом плазмы, что является особенностью исследуемой системы [8].

Таким образом, подставляя выражение (10) в выражение (11) и учитывая приведенные допущения и предположения можно получить выражение для определения толщины многокомпонентного покрытия:

$$\delta_{\Sigma} = \sum_{i=1}^N K_{\text{и}i} \cdot \frac{S_{\text{м}i}}{S_{\text{общ}}} \cdot K_{\text{р}i}(E_i) \cdot \frac{A_i \cdot m_a}{\rho_i \cdot t} \cdot \frac{j_{\text{к}i}}{e} \cdot t_{\text{ос}i} \quad (12)$$

где $K_{\text{и}i}$ – коэффициент использования i -го распыляемого материала;

$S_{\text{м}i}$ – площадь поверхности i -го распыляемого компонента;

$S_{\text{общ}}$ – общая площадь поверхности, на которую наносится покрытие;

$K_{\text{р}i}(E_i)$ – коэффициент распыления i -го компонента, зависящий от энергии ионов плазмообразующего газа, бомбардирующих катод-мишень;

A_i – атомный вес i -го компонента;

ρ_i – плотность i -го распыляемого материала;

$j_{\text{к}i}$ – плотность тока на i -ю группу мишеней;

$t_{\text{ос}i}$ – время напыления i -го компонента.

Используя выражение (12) можно приближенно оценить процентное содержание i -го компонента x_i в покрытии:

$$x_i = \frac{\delta_i}{\delta_{\Sigma}} \cdot 100\%, \quad (13)$$

где δ_i – толщина покрытия i -го компонента;

δ_{Σ} – толщина многокомпонентного покрытия.

Для подтверждения предлагаемой методики была проведена серия экспериментов по формированию многокомпонентного покрытия типа Me-Cr-Al-Y с различным процентным содержанием компонентов [7]. В качестве иллюстрации достоверности методики рассмотрен случай увеличения процентного содержания алюминия и добавления никеля.

Толщина покрытия при распылении базового сплава Co – (18...20)% Cr – (5...7)% Al – (0,3...0,4)% Y, полученного на опытном образце за час, составила 0,8 мкм. По данным рентгенофлуоресцентного анализа было сформировано многокомпонентное покрытие с содержанием основных компонентов 50,0% Co – 19,0% Cr – 6,0% Al – 0,4% Y. Таким образом, стехиометрический состав базового сплава и полученного покрытия практически идентичен, что согласуется с данными других авторов [4, 5].

Толщина покрытия с добавлением алюминия и никеля, при постоянных технологических параметрах (давлении плазмообразующего газа, подводимой к разряду мощности, а также величины потенциала на подложке) составляла – 1,37 мкм. По площади дополнительных катодов-мишеней можно определить плотность тока на них. Затем рассчитывается (выражение (10)) толщина покрытия дополнитель-

ного компонента, как если бы он осаждался послойно с распыляемым сплавом Me-Cr-Al-Y. Затем та же самая операция проводится и для другого дополнительного компонента.

Так для рассматриваемого случая толщина, получаемая при распылении дополнительной мишени, изготовленной из алюминия, составляет 0,13 мкм, а для никеля – 0,49 мкм. Следовательно, общая толщина сформированного покрытия (выражение (11)) равна 1,42 мкм. Воспользовавшись выражением (13) можно оценить процентное содержание добавляемых компонентов в покрытии, которое составило: 34,6% для никеля и 16,4% для алюминия.

По данным рентгенофлуоресцентного анализа экспериментально полученное многокомпонентное покрытие имело следующий состав: 25,4% Co – 36,4% Ni – 8,9% Cr – 21,5% Al – 0,4% Y.

Вз представленных выше результатов видно, что расчетное и экспериментально полученное процентное содержание дополнительных компонентов сплава совпадают на 76% (по алюминию) и 95% (по никелю).

Заключение

Разработана инженерная методика расчета компонентного состава многослойного многокомпонентного покрытия. Предложенная методика может быть использована при предварительной оценке процентного содержания компонентов в формируемом покрытии, а также для определения степени регулировки стехиометрии в процессе формирования покрытия.

Литература

1. Дороднов А.М. Технологические плазменные ускорители // ЖТФ. – 1978. – Т. 48, № 9.
2. Дороднов А.М., Петросов В.А. О физических принципах и типах вакуумных технологических плазменных устройств // ЖТФ. – 1981. – Т. 51, № 3.
3. Данилин Б.С. Применение низкотемпературной плазмы для нанесения тонких пленок. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 328 с.
4. Физика тонких пленок. Т. 3 / Под. ред. Г. Хасса, Р.Э. Тула. – М.: Мир, 1968. – 332 с.
5. Распыление твердых тел ионной бомбардировкой. Вып. 2. Распыление сплавов и соединений, распыление под действием электронов и нейтронов, рельеф поверхности / Под ред. Р. Бериша. – М.: Мир, 1986. – 488 с.
6. Иващенко С.С., Колесник В.В., Колесник В.П. Нанесение многокомпонентных покрытий в квазимагнетронной установке // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: ХАИ, 1998. – С. 287 – 290.
7. Формирование жаростойких покрытий типа Me-Cr-Al-Y / В.В. Колесник, Н.В. Белан, С.С. Иващенко, В.П. Колесник // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: ХАИ. – 2002. – Вып. 30 (3). – С. 175.
8. Колесник В.В., Падалка В.Г., Лунев И.В. Исследование процессов генерирования ионных потоков в ионном магнетроне // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Гос. аэрокосмический ун-т «ХАИ», 1999. – Вып. 12. – С. 58 – 61.

Поступила 20.04.2004

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

УДК 621.793.6:669.245

В.П. ЛЕСНИКОВ¹, В.П. КУЗНЕЦОВ², А.В. КОРОТКИХ¹¹*ООО «Турбомет», Екатеринбург, Россия*²*Уральский государственный технический университет «УПИ», Екатеринбург, Россия*

ТЕХНОЛОГИЯ ВОССТАНОВИТЕЛЬНОГО РЕМОНТА ТУРБИННЫХ ЛОПАТОК ГТД

В работе представлена технология восстановительного ремонта рабочих и сопловых лопаток после выработки ресурса на авиационном двигателе, которая включает в себя: анализ повреждаемости лопаток, удаление дефектного слоя с поверхности лопаток, восстановление защитного покрытия, восстановление структуры и свойств материала-основы. Данная технология позволяет восстанавливать рабочие и сопловые лопатки для использования в наземных ГТУ с требуемым межремонтным интервалом.

повреждаемость, дефектный слой, бифторид калия, газовое циркуляционное алитирование, газостатическое прессование (ГИП), термообработка

Введение

Наземные газотурбинные электростанции и газоперекачивающие станции при своих незначительных размерах обладают большой мощностью (до 25 МВт) и высоким КПД, а также чрезвычайно мобильны и универсальны, вследствие этого востребованы рынком. Стоимость таких установок, сроки их изготовления, минимальные затраты в обслуживании и простота эксплуатации зачастую являются основополагающими признаками конкурентоспособности. Поэтому, актуальными на сегодняшний день являются газотурбинные установки с приводом, укомплектованным рабочими и сопловыми лопатками, отработавшими установленный ресурс на авиационном двигателе и прошедшими восстановительный ремонт. Такие лопатки гарантировано отработают необходимый ресурс (~50 000 часов), так как в наземной турбине более низкие обороты и температура газов на входе снижена на несколько сотен градусов.

1. Анализ эксплуатационной повреждаемости

Настоящее исследование проводилось на рабочих лопатках 1 ступени с наработкой 1099 часов и

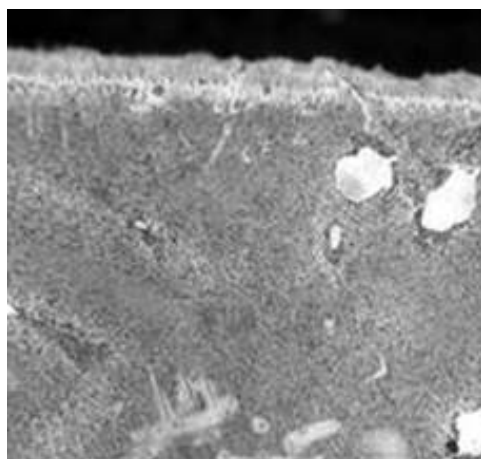
сопловой лопатке 1 ступени с наработкой 828 часов из сплава ЖС6У тяжело нагруженного авиационного газотурбинного двигателя.

На основе металлографического, электронно-микроскопического исследования микроструктуры сплава и защитных покрытий, а также микрорентгеноспектрального анализа химического состава сделан вывод, что на поверхности лопаток имеется дефектный слой, в структуре наблюдается развитие эксплуатационной микропористости, имеется нарушение структуры сплава-основы. На основе анализа эксплуатационной повреждаемости, проведенного на данных лопатках, разработана комплексная технология ремонта, включающая в себя: удаление дефектного слоя с наружной и внутренней поверхности лопаток, проведение восстановления структуры сплава и устранение внутренней микропористости; нанесение газоциркуляционного покрытия (ГА) на наружную и внутреннюю поверхность лопатки; нанесение ионно-плазменного покрытия (ВСДП-11, СДП-1) на наружную поверхность.

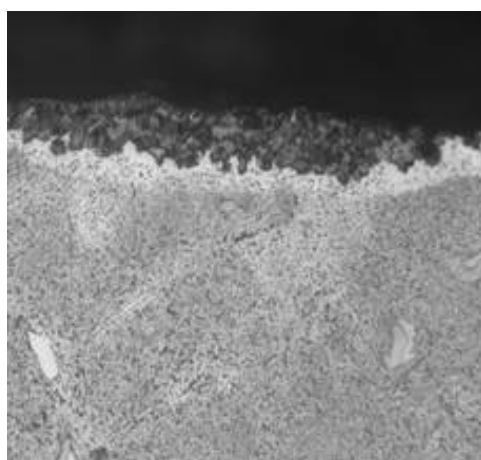
2. Удаление дефектного слоя

Для получения защитного покрытия, которое обеспечит заявленный ресурс работы лопаток на энергетических установках, необходимо до нанесе-

ния «нового» покрытия удалить дефектный слой с наружной и внутренней поверхности лопаток. Дефектный слой снаружи состоит из остатков защитного покрытия и продуктов окисления покрытия, а внутри – из продуктов окисления сплава. Дефектный слой с лопаток удалялся с помощью травления их в расплаве бифторида калия (KHF_2) при $T = 350 - 370\text{ }^\circ\text{C}$, $\tau = 10$ минут (рис. 1).



а)



б)

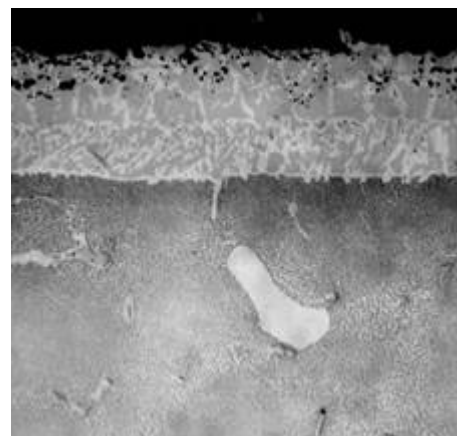
Рис. 1. Микроструктура пера рабочей лопатки после эксплуатации и травления в БФК, $\times 500$:
а) наружная поверхность;
б) внутренняя полость

Установлено, что обработка в бифториде калия (БФК) удаляет оксиды Al_2O_3 , TiO_2 , Cr_2O_3 в зоне высокотемпературного окисления. В зоне низкотемпературного окисления обработка малоэффективна. С наружной и внутренней поверхности сопловых лопаток дефектный слой, при выдержке в

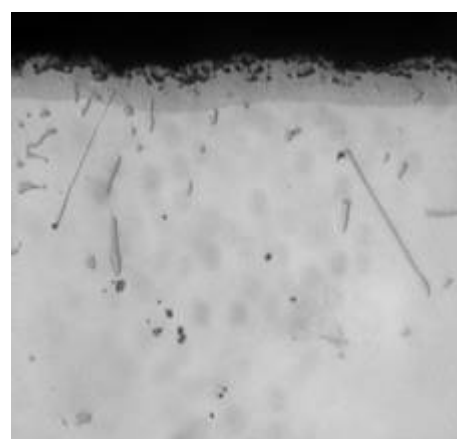
течение 10 минут в расплаве БФК, удаляется до такой степени, при которой можно успешно нанести «новое» защитное покрытие циркуляционным газовым методом по стандартной технологии.

3. Восстановление защитного покрытия

Нанесение алюминидного покрытия ГЦП ГА на лопатки после травления в БФК осуществлялось на установке ШГА циркуляционным газовым методом по серийной технологии ООО «ТУРБОМЕТ» ($T = 1000\text{ }^\circ\text{C}$, $\tau = 6$ часов). Микроструктура «нового» алюминидного покрытия на наружной и внутренней поверхности рабочей лопатки приведена на рис. 2.



а)



б)

Рис. 2. Микроструктура пера рабочей лопатки после травления в БФК и нанесения «нового» защитного покрытия, $\times 500$:
а) наружная поверхность;
б) внутренняя полость

ГЦП ГА надежно наносится на поверхности воздухо-охлаждаемых каналов и наружную поверхность рабочих и сопловых лопаток, прошедших очистку в БФК, и может быть использовано в качестве технологического покрытия перед ГИП обработкой.

4. Устранение внутренней микропористости

При анализе микроструктуры лопаток неоднократно наблюдалась литейная и эксплуатационная микропористость (рис. 3), что отрицательно сказывается на надежности и работоспособности лопаток, так как она является источником зарождения микротрещин.

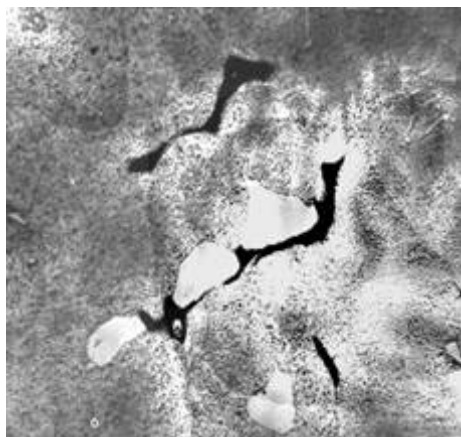


Рис. 3. Вид внутренней микропористости, $\times 500$

Наиболее перспективным методом устранения микропористости является газо-изостатическое прессование (ГИП) при повышенных температурах. ГИП проводили по следующему режиму: $T = 1230^\circ\text{C}$, $P = 1800$ атм., $\tau = 3$ часа. Данный режим проведения ГИП обеспечил устранение микропористости и восстановление структуры сплава ЖС6У рабочих лопаток после эксплуатации.

Проведенные исследования свидетельствуют о существенном влиянии ГИП на температурные интервалы фазового превращения сплава ЖС6У, т.е. ГИП повышает температуру растворения γ' -фазы, уменьшает стабильность карбидов, залечивает поры.

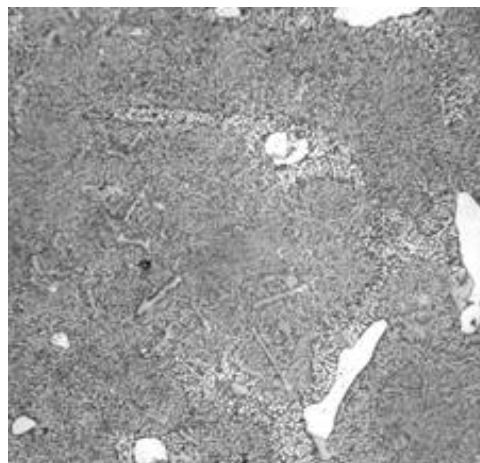


Рис. 4. Структура сплава после ГИП, $\times 500$

Нанесенное покрытие ГЦП ГА до ГИП предотвратило окисление сплава на замке лопатки.

5. Восстановительная термообработка

Восстановление структуры и свойств сплава основы после ГИП проводилось с помощью двух различных режимов термообработки:

- состояние 1 – отжиг при $T = 1050^\circ\text{C}$, $\tau = 4$ часа;
- состояние 2 – термовакуумная обработка $T = 1220^\circ\text{C}$, $\tau = 2,5$ часа.

Дальнейшее исследование структуры сплава проводилось методом трансмиссионной электронной микроскопии. Заготовки вырезались из «спинки» выходной кромки лопатки с соблюдением мер, исключающих нагрев и сквозной наклеп образца.

В состоянии 1 для субструктуры сплава характерны:

- нерегулярность размеров и форм частиц первичной γ' -фазы. Размеры γ' -частиц колеблются в пределах $\sim 0,5 - 2$ мкм, а форма – от кубоидной до произвольно округлой;
- присутствие в структуре значительного количества аустенита, претерпевшего дисперсный распад ($\gamma + \gamma''$);
- дисперсные бориды M_5B_3 (≤ 50 нм), регулярно обнаруживаемые вдоль γ/γ' границ;

- наличие скоплений достаточно крупных частиц боридов M_5B_3 , которые могут выстраиваться в ряды;
- наличие вдоль границ зерен карбидов типа M_6C ;
- наличие достаточно крупных, протяженных карбидов типа MC в теле зерен;
- наличие дислокационных скоплений, сеток в γ -фазе и вдоль границ γ/γ' -фаз.

В состоянии 2 для структуры сплава типичны:

- однородная, достаточно дисперсная $\gamma + \gamma'$ структура с четкой плоской огранкой γ' -частиц по $\{100\}_\gamma$ с размерами кубоидов $\sim 0,3 \div 0,5$ мкм;
- волнистые, зубчатые межзеренные границы, в основном свободные от каких-либо выделений, но в некоторых местах на границах присутствуют выделения карбидов;
- наличие внутри зерен первичных карбидов типа MC , имеющих иногда ровные, а иногда волнистые границы.

После ГИП и диффузионного отжига был проведен микрорентгено-спектральный анализ алюминидного покрытия на пера рабочих лопаток, который показал, что данное покрытие снаружи имеет 14 – 18 масс.% Al, во внутренних полостях ~ 18 масс.% Al (до ГИП толщина покрытия в районе корыта составляла: снаружи ~ 40 мкм, во внутреннем канале ~ 30 мкм). Покрытие является многофазным и пластичным (микротвердость алитированного слоя на пера рабочей лопатки при нагрузке 50 г составила: на наружной зоне – 466 – 487 кгс/мм², в диффузионной зоне – 585 – 615 кгс/мм², в основе сплава – 412 – 429 кгс/мм²).

На внешней поверхности пера лопатки после ГИП и диффузионного отжига формируется легированное покрытие, которое может самостоятельно выступать в качестве защитного покрытия для использования лопаток в составе наземных ГТУ. При необходимости защитное покрытие можно усилить

нанесением ВСДП-11, СДП-1 по отработанной технологии на установке МАП-1.

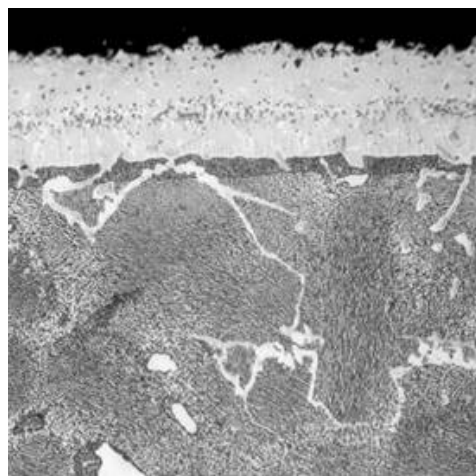


Рис. 5. Микроструктура алюминидного покрытия на наружной поверхности рабочей лопатки после проведения ГА + ГИП + отжиг ($T = 1050$ °С, $\tau = 4$ ч), $\times 500$

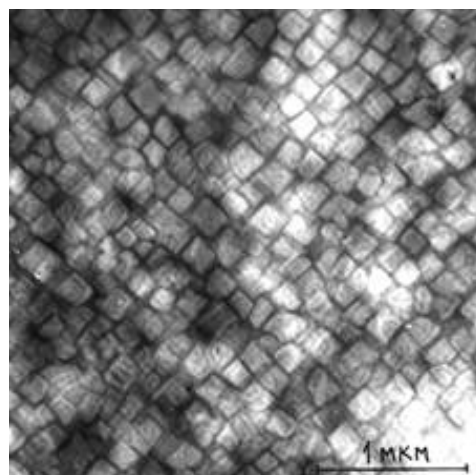


Рис. 6. Тонкая структура сплава-основы после восстановительной термообработки, $\times 26000$

Заключение

Рабочие и сопловые лопатки после проведенного восстановительного ремонта прошли статочные испытания и показали увеличение уровня механических свойств, в частности рост по усталости и по термоциклике.

Поступила в редакцию 20.04.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.А. Филиппов, Уральский государственный технический университет «УПИ», Екатеринбург.

УДК 681.586.773

Е.Ф. ФУРМАКОВ¹, Ю.Г. СТОЛЯРОВ¹, А.Г. СЕГАЛЛА², В.Н. ХАРИТОНОВ³¹*ОАО "Техприбор", Санкт-Петербург, Россия,*²*ОАО "ЭЛПА", Зеленоград, Россия,*³*ГП ЗМКБ "Прогресс" им. А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина*

РЕЛАКСАЦИОННЫЙ ЭФФЕКТ В ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ДАТЧИКАХ ВИБРАЦИИ

пьезоэлектрические датчики вибрации, пьезоэлектрические элементы, пьезомодуль

Пьезоэлектрические датчики вибрации (пьезоакселерометры) компрессионного типа с предварительно сжатым чувствительным элементом, выполненным на основе сегнетомягких материалов системы ЦТС (PZT), в настоящее время наиболее широко используются в составе стендовой и штатной бортовой аппаратурах контроля вибрационного состояния авиационных газотурбинных двигателей (ГТД).

Пьезоэлектрические элементы из сегнетомягкой керамики, используемые в большинстве конструкций датчиков вибрации, представляют собой поляризованные по толщине шайбы, характеризуются большой величиной пьезомодуля d_{33} (порядка 350 пКл/Н), приемлемой величиной изменения пьезомодуля d_{33} в рабочем диапазоне температур от -60 до 260 °С (порядка 15%) и позволяют создать широкий ряд конструктивных вариантов датчиков для решения задач виброконтроля различных типов ГТД.

При эксплуатации авиационных ГТД неоднократно отмечаются случаи ложного срабатывания предупредительной и аварийной сигнализаций аппаратуры контроля вибрации, причем, ее работоспособность, как правило, восстанавливается заменой соответствующего датчика вибрации. Проводимое в дальнейшем на предприятии-изготовителе исследование демонтированных с двигателей датчиков вибрации в подавляющем большинстве случаев показывает полное соответствие их характеристик требованиям технической документации и определенным при выпуске параметрам каждого конкретного датчика. При этом от момента демонтажа датчика с двигателя до его исследования проходит большой период времени.

Однако, если исследование снятых по вышеуказанным причинам датчиков проводится в течение относительно короткого времени от момента их демонтажа до исследования (например, при стендовых испытаниях двигателя), то в результате обнаруживается существенное изменение параметров датчиков: частоты установочного резонанса, добротности, чувствительности и др.

По нашему мнению, одной из причин обнаруженного эффекта может являться "омоложение" [1] пьезоэлементов, вызванное некоторой перестройкой доменной структуры поляризованной керамики под воздействием длительных больших знакопеременных механических нагрузок, вызванных, например, работой датчика в резонансной области. Полученная в результате подобной перестройки доменная структура керамики характеризуется меньшей закрепленностью доменных границ свободными зарядами и дефектами кристаллической решетки (вакансии атомов, дислокации и др.) [2], что вызывает существенное уменьшение механической жесткости керамики, рост диэлектрической проницаемости (ϵ) и тангенса угла диэлектрических потерь ($\tan \delta$), а также относительно небольшие изменения пьезомодуля d_{33} . Эти изменения доменной структуры являются временными, и по окончании действия больших механических нагрузок доменная структура керамики со временем возвращается практически к исходному стабильному состоянию.

При этом параметры керамики релаксируют к исходным значениям, что сопровождается восстановлением работоспособности датчиков вибрации.

Время релаксации зависит от уровня и длительности дестабилизирующего воздействия и сегнетожесткости пьезокерамического материала. У материалов с большей сегнетожесткостью эффект перестройки доменной структуры проявляется значительно слабее.

Однако, по сравнению с широко используемой сегнетомягкой пьезокерамикой ЦТС-26 с точкой Кюри 350...360 °С и величиной пьезомодуля d_{33} около 400 пКл/Н, более сегнетожесткий материал, например, типа ТНаВ-1 с температурой Кюри 670 °С, имеет существенно меньшую величину пьезомодуля d_{33} – около 17 пКл/Н. Это ограничивает возможность реализации широкого ряда датчиков, но позволяет, в зависимости от задачи, изменять параметры датчиков вибрации в достаточной степени.

Независимо от этого, представляется целесообразным более широкое использование в датчиках вибрации, предназначенных для работы даже при относительно низких (до 260 °С) температурах, пьезоэлектрических элементов из материалов с более высокой сегнетожесткостью.

Таким образом, для успешного решения задач виброконтроля различных типов ГТД необходим тщательный подход к выбору из ряда разработанных пьезоэлектрических датчиков вибрации конкретного типа датчика с необходимыми параметрами, в первую очередь, амплитудным диапазоном преобразования и частотой установочного резонанса.

Так как пьезоэлектрический датчик вибрации представляет собой колебательную систему с относительно высокими собственной частотой (16 ... 35 КГц) и добротностью (порядка 80), частота его установочного резонанса должна лежать вне области кратных гармоник частот вращения роторов при всех режимах работы ГТД, что определяется предварительным расчетом для каждого типа двигателя и результатами вибрографирования мест установки датчиков вибрации с учетом всех элементов их крепления.

При выборе конкретного типа датчика вибрации при равных условиях желательно отдавать предпочтение датчикам с пьезоэлементами из более сегнетожесткой керамики, например, датчикам типа МВ-38.

При отсутствии датчика вибрации, адаптируемого к каждому типу ГТД по каждому из параметров, необходима разработка нового варианта датчика с требуемыми характеристиками, что, при наличии базовых типов, может быть выполнено в кратчайшие сроки.

Кроме того, проблемы адаптации датчиков вибрации могут возникнуть не только при отработке новых типов ГТД, но и после длительной эксплуатации двигателей.

Так, например, многолетняя эксплуатация авиационных двигателей Д-30 II и III серий на самолетах Ту-134 А,Б и Д-30КУ-154 на самолетах Ту-154М показала резкое увеличение случаев ложных срабатываний виброаппаратуры, оснащенной датчиками МВ-04-1, на исправных двигателях, но прошедших два и более капитальных ремонтов. В результате проведенных исследовательских и экспериментальных работ совместно с разработчиками двигателей и самолетов были уточнены требуемые параметры датчика вибрации и разработан полностью взаимозаменяемый с датчиком МВ-04-1 вариант датчика МВ-04-1 сер. 2 с нормализованным коэффициентом преобразования и частотой установочного резонанса не менее 30 КГц. После проведения подконтрольной эксплуатации были выпущены бюллетени о замене в составе соответствующих виброаппаратур датчиков МВ-04-1 на МВ-04-1 сер.2 на всем парке самолетов Ту-134 и Ту-154М; на сегодняшний день более половины парка самолетов переоборудованы, и текущая эксплуатация машин подтверждает эффективность проведенных работ.

Литература

1. Сегалла А.Г. Термическая и электромеханическая активация процесса поляризации сегнетоэлектрической керамики. – Воронеж, 1972.
2. Поляризация пьезокерамики: Сборник. Ростов-на-Дону. – Ростов: РГУ, 1968.

Поступила в редакцию 12.05.2004

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

УДК 629.735.083.02/03

Ф.И. МУХУТДИНОВ¹, А.Л. ПОЛЯНИН¹, В.Л. СТУПНИКОВ¹, С.Ф. МИНАЦЕВИЧ²¹*Открытое акционерное общество "Авиадвигатель", Россия*²*Пермский государственный технический университет, Россия*

ОЦЕНКА СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ПС-90А ПО ПАРАМЕТРАМ ВИБРАЦИИ

Рассматривается алгоритм анализа вибрационных характеристик двигателя, основанный на контроле изменения в эксплуатации виброскоростей двигателя ПС-90А по частотам вращения роторов вентилятора и КВД в определенной полосе частот.

диагностика состояния, полетная информация, частота вращения роторов, вибрационные характеристики

Введение

Переход на стратегию эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) по техническому состоянию выдвигает необходимость применения наиболее эффективных методов и средств контроля и диагностики, позволяющих выявлять неисправности на ранней стадии их развития.

1. Постановка задачи

Система контроля и диагностики двигателя ПС-90А состоит из бортовых систем контроля, наземных систем автоматизированной обработки и анализа полетной информации, наземных средств неразрушающего контроля основных деталей газ-воздушного тракта и контроля продуктов износа, содержащихся в масле.

Наиболее перспективными и информативными, позволяющими с минимальными затратами и максимальной достоверностью контролировать техническое состояние и работоспособность двигателя, являются параметрические методы.

Двигатель ПС-90А обладает повышенной по сравнению с другими отечественными и зарубежными двигателями контролепригодностью (на бортовом накопителе регистрируется порядка 30 параметров и 310 аварийных, предупредительных, отказных и информационных сигналов). Разработанное в настоящее время алгоритмическое и про-

граммное обеспечение, реализованное в автоматизированных системах диагностической обработки полетной информации "АСД-Диагноз-90" и "СДД-96", позволяет обеспечить сопровождение эксплуатации двигателя ПС-90А по стратегии № 2.

В авиации задачам вибрационного контроля состояния двигателя традиционно уделяется повышенное внимание. Количество методов и подходов решения задач с каждым годом растет, но до настоящего момента не создано универсального.

Одним из широко применяемых в авиации подходов является получение и интерпретация вибрационного «портрета» жизненно важной части самолета – его двигателя. «Портрет» получается путем снятия вибрационных характеристик двигателя штатными датчиками вибрации.

2. Алгоритм анализа

Для повышения достоверности процесса диагностики с использованием бортовой аппаратуры сле- дящего контроля вибрации предлагается следующий алгоритм анализа вибрационных характеристик двигателя.

1. Из спектра вибрации вырезается полоса, пропорциональная частоте вращения роторов вентилятора и КВД. Ширина полосы составляет, примерно, 3% по частоте. Построенные при этом зависимости вибрационного спектра по частоте вращения роторов вентилятора и КВД представляют собой частот-

ные характеристики вибрационного состояния двигателя $V_{ВРК}$, $V_{КВДРК}$, $V_{ВЗП}$, $V_{КВДЗП}$, которые характерны для конкретного двигателя.

2. После первого полета самолета можно построить в виде графиков значения вибрации от частоты вращения ротора вентилятора и ротора КВД.

3. Далее, методом наименьших квадратов находят так называемые «средние» линии для каждого из графиков $V_{ВРК}$, $V_{КВДРК}$, $V_{ВЗП}$, $V_{КВДЗП}$.

«Средняя» линия соответствует линейной функции

$$y = a + bx,$$

где $b = \operatorname{tg} \alpha$.

На рис. 1 приведен пример графика зависимости вибрации от частоты вращения КВД.

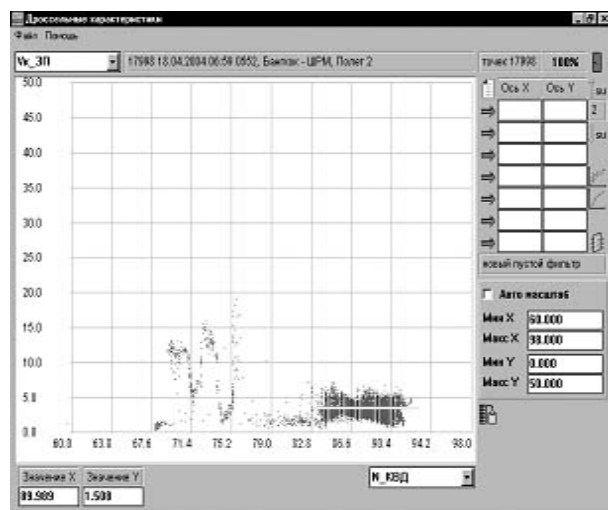


Рис. 1. Изменение виброскорости на задней подвеске по частоте вращения ротора КВД (2СУ)

Наибольший интерес представляет изменение угла α между «средней» линией и осью абсцисс, который характеризует изменения в состоянии двигателя. Также интерес может представлять изменение «совместного» угла, полученное путем сравнения графиков за один полет.

4 В последующие полеты строятся аналогичные зависимости $V_{ВРК}$, $V_{КВДРК}$, $V_{ВЗП}$, $V_{КВДЗП}$. Сравнивая полученные характеристики изменения вибрации

первого полета с последующими полетами, определяют изменение угла α .

На рис. 2 приведен пример графика зависимости вибрации от частоты вращения КВД двигателя, имеющего дефекты.

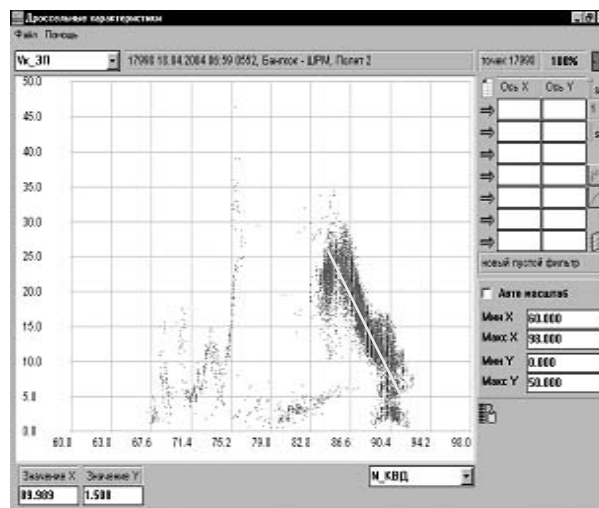


Рис. 2. Изменение виброскорости на задней подвеске по частоте вращения ротора КВД двигателя (1СУ), имеющего дефекты

Заключение

Наличие большого массива полетной информации позволяет определить пределы α для исправного двигателя. Имея результаты визуально-оптического контроля проточной части двигателя, результаты параметрической диагностики, осмотров контрольных элементов маслосистемы, результаты спектрального и феррографического анализов масла, сравнивая их с изменением α , можно установить, при каких значениях α происходит проявление тех или иных дефектов ГТД. В дальнейшем по результатам дефектации деталей двигателя при его ремонте может быть оценено фактическое изменение их состояния.

Поступила в редакцию 30.04.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Г. Августинович, Пермский государственный технический университет, Россия.

УДК 629.7.036.3:658.562

А.М. МАНСУРОВА, А.П. ТУНАКОВ, А.С. ХАМЗИН*Казанский Государственный технический университет им. А.Н. Туполева, Россия***ПЕРЕДАЧА ИНФОРМАЦИИ ПРИ ДИАГНОСТИКЕ ГТД**

Рассматриваются возможные методы передачи информации при диагностике двигателей летательных аппаратов. Анализируются их преимущества, недостатки и перспективы. Рассматривается связь с используемым алгоритмом диагностики.

система диагностики, передача информации, газотурбинный двигатель, спутники связи, бортовой компьютер, алгоритм диагностики

Введение

Надежность любой диагностики в основном зависит от количества и качества информации, которая имеется в распоряжении исследователя, поэтому она всегда связана с передачей больших объемов диагностической информации. При диагностике двигателей летательных аппаратов ее приходится передавать на большие расстояния различными средствами связи. Известны три принципиально различных системы передачи информации [1].

1. Системы передачи информации

Первая и наиболее распространенная заключается в том, что вся диагностическая информация собирается на аэродромах во время межполетного технического обслуживания. Специальный диагностический стенд, смонтированный на автомашине или электрокаре, подъезжает к летательному аппарату. Они соединяются системой кабелей и проводов. Двигатель запускается, и производятся все необходимые измерения в соответствии с используемым алгоритмом диагностики. В некоторых из них дополнительно производятся измерения и при холодной прокрутке. Обычно отбираются пробы масла. Иногда производятся измерения шума и вибраций.

Эта система не накладывает никаких ограничений на сложность используемых алгоритмов диаг-

ностики, поэтому их можно сделать достаточно эффективными. Однако возникают трудности с хранением истории эксплуатации и диагностики для каждого экземпляра самолета и двигателя, так как она оказывается разбросанной по многим аэродромам. Основной недостаток заключается в том, что во время полета, часто многочасового, серьезная диагностика отсутствует, а неисправности могут возникнуть в любое время. Некоторые из них могут быстро развиваться и представлять опасность ранее, чем они будут выявлены при очередной посадке на аэродром. Кроме того, требуется большое количество высококвалифицированного персонала. Непроизводительно расходуются ресурс и время.

Вторая система заключается в том, что каждый из летательных аппаратов постоянно связан через спутники связи с головным заводом фирмы, независимо от места его нахождения. По этим каналам передается вся необходимая диагностическая информация о работе его газотурбинных двигателей. Ее обработка и хранение осуществляются на едином вычислительном центре фирмы. Это снимает многие проблемы. Например, систему могут обслуживать самые квалифицированные специалисты фирмы, так как потребное их число невелико.

Однако приходится передавать очень большие объемы информации. Для их уменьшения приходится накладывать ограничения на сложность используемых алгоритмов диагностики. Эта система уже много лет успешно используется на летательных

аппаратах фирмы Боинг, но мало доступна для других фирм.

Третья система заключается в том, что каждый двигатель оборудуется персональным бортовым компьютером. Он обеспечивает хранение истории эксплуатации и диагностики, а также индивидуальных данных обслуживаемого двигателя. Он производит все необходимые вычисления в соответствии с используемым алгоритмом диагностики. Однако накладываются ограничения на сложность используемых алгоритмов диагностики из-за ограниченных возможностей бортового компьютера.

2. Разработанная система

В современных условиях, по нашему мнению, целесообразно использовать четвертую систему, которая будет комбинированной. Она должна включать лучшие элементы всех трех существующих систем. Бортовой компьютер должен собирать информацию, предварительно обрабатывать, передавать ее в единый диагностический центр фирмы и обеспечивать срочную предварительную диагностику. Обработанная информация занимает небольшой объем и передача ее не будет вызывать трудностей. Отпадают ограничения на сложность используемых алгоритмов. Часть более тонких исследований должна проводиться при стоянках на аэродромах и тоже передаваться в диагностический центр фирмы. В первую очередь это будут отборы проб масла. Для этого не требуется запуск двигателя и не требуется заметных затрат времени.

Надежность поставленного диагноза в основном зависит от выбранного алгоритма диагностики. Большинство существующих алгоритмов используют принцип допускового контроля, т.е. они выявляют факты выхода отдельных параметров за установленные пределы. Причины этого выхода могут быть различными, поэтому обычно удается выявить толь-

ко сам факт наличия дефекта, а не его природу. Отсутствует локализация дефекта. После всестороннего анализа был выбран алгоритм, обеспечивающий локализацию, который был ранее разработан в нашей лаборатории [2].

Он заключается в том, что изменения параметров сопоставляются с теми, которые могут быть вызваны дефектами, собранными в «библиотеке дефектов», которая формируется для каждого типа двигателя. Сопоставление производится с помощью нашего программного комплекса ГРАД [3]. В нашей лаборатории отрабатываются алгоритмы для этой четвертой системы.

Заключение

Разработанная система должна повысить надежность диагностики и увеличить фактический ресурс двигателей, что приведет к значительному экономическому эффекту.

Литература

1. Ахмедзянов А.М., Дубравский Н.Г., Тунаков А.П. Диагностика состояния ВРД по термодинамическим параметрам. – М.: Машиностроение, 1983. – 206 с.
2. Зародышев В.Л., Тунаков А.П., Хамзин А.С. Программный комплекс диагностики авиационных двигателей // Вопросы поддержания летной годности летательных аппаратов. – М: МГТУГА, 1996. – С. 39 – 45.
3. Голланд А.Б. и др. Программный комплекс ГРАД для расчета газотурбинных двигателей // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1985. – № 1. – С. 83 – 85.

Поступила в редакцию 25.05.2004

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

УДК 621.643

Білека Б.Д., Васильєв Є.П. Використання комплексних теплоутилізуючих енергоохолодильних установок на НРТ для підвищення ефективності роботи КС // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 8 – 12.

Розглянуті результати розрахункових досліджень теплоутилізуючих енергоохолодильних установок на низькокиплячих робочих тілах, працюючих на основі використання теплоти відпрацьованих газів газотурбінних установок привідних двигунів газоперекачуючих агрегатів компресорних станцій. Визначена можлива глибина додаткового охолодження перекачаного газу і зростання за рахунок цього продуктивності газопроводу.

Табл. 4. Бібліогр.: 8 назв

УДК 621.438

Андрієць О.Г. Про раціональну періодичність очищення проточної частини ГТД від забруднення // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 13 – 15.

Розглянутий підхід до визначення раціональної періодичності очищення ГТД з метою запобігання корозії. Розглянуті дані про причини та розміри корозійних ушкоджень, спричинені дією забруднення проточної частини ГТД. Наведено періодичність, методи та засіб очищення ГТД від забруднення для збільшення ресурсу та надійності роботи ГТД.

Іл. 1. Бібліогр.: 3 назви

УДК 629.5:621.4

Ткач М.Р. Моделювання впливу умов експлуатації на ефективність газотурбінних енергетичних установок спеціалізованих суден // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 16 – 19.

Газотурбінна енергетична установка спеціалізованого судна, що використовує альтернативне паливо, складається з технологічної та енергетичної підсистем. Вплив початкової температури та рівнів тиску на вході та виході враховано шляхом обробки показників базових ГТД. Доведено, що відповідно до СЕУ спеціалізованого судна, що використовує відходи термопластичних полімерів як альтернативне паливо, існує оптимальне значення температур на вході. Максимальне значення ККД досягається в діапазоні зовнішніх температур (300 ... 305) К, а максимальна потужність – при (270 ... 290) К.

Іл. 1. Бібліогр.: 5 назв

УДК 621.577

Перельштейн Б.Х., Мац Э.Б., Кильдеев Р.А., Хамзин А.С. К задаче использования внутренней энергии холодного зимнего воздуха для отопления и горячего водоснабжения // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 7 (15). – С. 20 – 23.

Рассматриваются подходы для создания воздушных тепловых насосов для генерации источника греющей температуры, в частности, $+100 \div 150$ °С из энергии воздушного бассейна при внешней темпе-

UDC 621.643

Bileka B., Vasiljev E. Use complex waste heat utilizing ,energy – cooling of settings on LBPM for raise of an effectiveness performance CS // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 8 – 12.

The results of design probings heat utilizing energy-cooling of settings on lowboiling propulsive masses operating on the basis of use of heat of spent gases of gas-turbine settings actuating units of drives gas pumping of aggregates of compressor stations are construed. The possible depth of additional cool-off of pumped over gas with the help of such settings and augmentation is defined at the expense of it of output of the gas pipeline.

Tabl. 4. Ref.: 8 items.

UDC 621.438

Andriyets A. The rational periodicity of GTE flowing part refinement from pollutions // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 13 – 15.

It is considered approach to determination of the GTE refinement rational periodicity for purpose of corrosion prevention. The considered data on appearance reasons and dimensions of corrosion failures, caused by the pollution action in the GTE flowing part. The periodicity, methods and mean for GTE refinement from pollutions for the resource and reliability rising of GTE operating is given.

Fig. 1. Ref.: 3 items.

UDC 629.5:621.4

Tkach M. Modeling of influence of conditions of operation on efficiency of GT power plant for the specialized ships // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 16 – 19.

GT power plant of the specialized ships using alternative fuel consists of technological and power subsystems. The influence of reference temperature and sizes of pressure on an inlet and exit is taken into account by processing parameters base GT. Is shown, that with reference to SPP of the specialized vessel using as alternative fuel, of polymers waste there is an optimum meaning of temperatures on an input. The maximal meaning of efficiency is reached in a range of temperatures of outside air (300 ... 305) K To, and maximal output – at (270 ... 290) K.

Fig. 1. Ref.: 5 items.

UDK 621.577

Perelshtein B., Maz E., Kildeev R., Khamzin A. For problem of using inner energy of cold winter air for heating and hot water supply // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 20 – 23.

There are considered various approaches of creating air heat pumps for the purpose of generation source of heating temperature, in $+100 \div 150$ °С out of energy of air pool with external temperature $-20 \div -40$ °С. It suggested pump transformation coefficient is ex-

ратуре – $20 \div -40$ °C. В предлагаемом насосе коэффициент преобразования ожидается не ниже, чем в классических тепловых насосах при использовании ими источника нижней температуры на уровне $+4 \div 8$ °C с производством греющей температуры $+50 \div 65$ °C. По сопоставлению с простой котельной, ожидаемое снижение расхода промышленного газа порядка $50 \div 60\%$, а с электрическим нагревом – до 2,5 раз.

Ил. 9. Библиогр.: 6 назв.

УДК 621.577

Сирота О.А., Коновалов Д.В., Радченко М.І. Утилізація теплоти в суднових рибомучних установках // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 24 – 28.

Розглянуто використання теплоти пари вторинного кипіння випарних апаратів рибомучних установок для виробництва холоду за допомогою ежекторної холодильної машини. Проаналізовано вплив температурних напорів у генераторах пари та випарниках на коефіцієнти ежекції та теплові коефіцієнти холодильної машини. Розкрито резерви підвищення ефективності та запропоновано відповідне схемне рішення.

Ил. 6. Бібліогр.: 4 назви

УДК 338.242.007.2

Михайлова Н.А. Некоторые аспекты управления инновационной деятельностью персонала опытно-конструкторского бюро ОАО НПО «Сатурн» // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 7 (15). – С. 29 – 31.

Показана необходимость оптимизации инновационной деятельностью инженерного корпуса конструкторского бюро машиностроительной компании, проектирующей и производящей газотурбинные двигатели. Приведен пример управления проектом разработки и производства совместного франко-российского ГТД SM146 для российского регионального самолета (RRJ) фирмы «Сухой».

Ил. 2. Библиогр.: 2 назв.

УДК 339

Божененко Т.А., Паршаков Е.А., Паршакова О.Н. Застосування сугерентної моделі суспільства для дослідження рекламного креативу // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 7 (15). – С. 32 – 36.

Розглянуто можливість визначення величини звертання споживача, підданого впливу рекламного креатива без проведення дорогих маркетингових досліджень за допомогою сугерентної моделі суспільства. Приведено результати маркетингових досліджень і експерименту.

Табл. 2. Бібліогр.: 4 назви

УДК 623.46.001:621.532

Кулалаєв В.В., Кулалаєв А.В. Застосування функції Ламберта W у рішенні завдань протидії оптичним системам самонаведення // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 37 – 41.

pected not less than in classic heat pumps with use of source of lower temperature on the level of $4 \div 8$ °C and producing heating temperature $50 \div 65$ °C. The pump itself of new regenerative scheme uses in its structure converted coolers and converted gas producers. Comparing to regular boiler-room expected decrease of industrial gas is around $50 - 60\%$, and comparing to electrical heating - up to 2,5 times.

Fig. 9. Ref.: 6 items.

UDC 621.577

Sirota A., Kononov D., Radchenko N. Waste heat recovery in ship fish flour installations // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 24 – 28.

The use of secondary vaporized steam heat exhausting from fish flour installations evaporators in ejector refrigeration machine is discussed. The influence of temperature differences in vapor generators and evaporators on ejecting and heat coefficients of refrigeration machine is analyzed. The reserves to increase the efficiency of its operation are revealed and corresponding scheme decision is proposed.

Fig. 6. Ref.: 4 items.

UDC 338.242.007.2

Michailova N. Some aspects of the management of NPO "Saturn" development bureau innovation activities // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 29 – 31.

The necessity of the process of optimization is proved. It concerns the engineering personal of the development bureau in the considerable engineering company which specializes in gas turbine engine designing and producing. The way of the SM146 project management has been shown as an example. The project is a joint venture, involves France and Russian parties and destined to Sukhoi RRJ aircraft.

Fig. 2. Ref.: 2 items.

UDC 339

Bojenenko T., Parschakov E., Parschakova O. Using an inspiring society models for the study advertising idea // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 32 – 36.

Considered possibility of determination of value of turning a consumer, subject to influence advertising idea, without undertaking the high-priced marketing studies by means of an inspiring society models. Brought results of marketing studies and experiment, enable use models.

Tabl. 2. Ref.: 4 items.

UDC 623.46.001: 621.532

Kulalaye V., Kulalaye A. Application of function of Lambert W in decision of tasks of counteraction to optical systems of selfguidanceself // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 37 – 41.

Представлено опис функції Ламберта (Lambert W) $W(z)$ у рішенні деяких завдань протидії оптичним системам самонаведення на прикладі оптичних головок самонаведення переносних зенітних комплексів для захисту літальних апаратів цивільного призначення від самонавідної зброї. Визначено якісні показники зниження ефективності оптичних систем самонаведення за рахунок опромінення їх спеціально організованими оптичними завадами, які генеруються пристроєм протидії.

Лл. 3. Бібліогр.: 11 назв.

УДК 681.322:621.5.041:533.697

Угрюмов М.Л., Меняйлов А.В., Цегельник А.М., Прокоф'єв С.А. **Вживання принципів об'єктно-орієнтованого моделювання до розробки CAD-системи вдосконалення вінців турбомашин** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 42 – 46.

Описаний загальний алгоритм оптимізації вінця турбомашин. Алгоритм складається з шести кроків і характеризується відносно низькими вимогами до ресурсів комп'ютера. Представлені результати тестів.

Лл. 6. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 33.6.3:629.7(075.8)

Терещенко Ю.М., Панін В.В., Кірчу Ф.І. **Методи оптимізації форми лопаток при аеродинамічному проектуванні білязвукових каскадів компресорів газотурбінних двигунів** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 47 – 51.

Аналізуються два алгоритми оптимізації, а саме Генетичний алгоритм (ГА) і алгоритм Модельного Відпуску (МО), які були застосовані при аеродинамічній оптимізації трансзвукового каскаду компресора. Методи оптимізації ГА і МО були направлені на мінімізацію втрат, що на конкретному дозвуковому каскаді демонструється за рахунок зменшення втрат повного тиску. Зменшення втрат здійснюється за рахунок зменшення профільного опору і різних гідроударів.

Лл. 5. Бібліогр.: 3 назви.

УДК 621.438.4+62-157

Дикий Г.П., Долматов Д.А., Єпіфанов С.В. **Розрахунок плоского плинугазу у ступені тангенціальної турбіни** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 52 – 58.

Приведено методику розрахунку плоского плинугазу в проточній частині тангенціальної турбіни з розділовими лопатками. Проведено аналіз роботи тангенціальної турбіни, запропонована методика розрахунку ступені турбіни, застосовна до широкого спектра початкових умов і геометричних розмірів пристрою. Запропоновано методи рішення деяких задач нестационарної газової динаміки, а також широкого спектра прикладних задач.

Лл. 4. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 621.452.022

Костюк В.Є., Кравченко І.Ф. **Аналіз сучасних підходів до прогнозування пускових і зривних характеристик камер згоряння ГТД. I. Макро-**

Description of function of Lambert (Lambert W) $W(z)$ in the decision of some tasks of counteraction to the optical systems of selfguidance on the example of optical heads of selfguidance of portable zenithal complexes for defence of aircraft of the civil setting from a self-guided weapon is represented. The high-quality indexes of decline of efficiency of the optical systems of selfguidance due to the irradiation by their specially organized optical hindrances generated by the device of counteraction are certain.

Fig. 3. Ref.: 11 items.

UDC 681.322:621.5.041:533.697

Ugryumov M., Menaylov A., Tsegelnik A., Prokofiev S. **Applying principles of object-oriented modeling for developing of turbomachinery row optimizing CAD-System** // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 42 – 46.

Generalized algorithm of turbomachinery blade rows shape optimization is described. Algorithm consists of six steps and characterized by the relatively low requirements to the resources of computer. Results of test calculations are considered.

Fig. 6. Ref.: 5 items.

UDC 33.6.3:629.7(075.8)

Tereshchenko Y., Panin V., Kirchu F. **Optimization methods for the aerodynamic shape design of transonic cascades** // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 47 – 51.

Two optimization algorithms, namely Genetic Algorithm (GA) and Simulated Annealing (SA), have been applied to the aerodynamic shape optimization of transonic cascades. The SA and GA methods were first assessed for known test functions and their performance in optimizing the blade shape for minimum loss is then demonstrated on a transonic turbine cascade where it is shown to produce a significant reduction in total pressure loss by eliminating the passage shock.

Fig. 5. Ref.: 3 items.

UDC 621.438.4+62-157

Dikiy G., Dolmatov D., Epifanov S. **Calculation of flat flow of gas in stage of tangential turbine** // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 52 – 58.

The method of calculation of flat flow of gas in running part of tangential turbine with dividing shoulder-blades is resulted. The analysis of work of tangential turbine is conducted, the method of calculation of stage of turbine is offered, applicable to the wide spectrum of initial conditions and geometrical sizes of device. The methods of decision of some tasks of unstationary gas dynamics, and also wide spectrum of the applied tasks are offered.

Fig. 4. Ref.: 4 items.

UDC 621.452.022

Kostyuk V., Kravchenko I. **Modern approaches to prediction of light-off and blow-out characteristics of gas turbine combustors analysis. I. Macro modeling**

моделювання // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 59 – 68.

Розглянута проблема прогнозування пускових та зривних характеристик при розробці та модифікації камер згоряння ГТД. На базі аналізу опублікованих праць визначена область застосування методів математичного моделювання явищ займання і згасання полум'я на макрорівні. Запропоновано використовувати регресійні макромоделі на етапі ескізного проектування камер згоряння.

Лл. 1. Бібліогр.: 22 назви.

УДК 621.452.3.037.015.2

Герасименко В.П., Анімов Ю.О. **Забезпечення газодинамічної стійкості компресора в умовах періодичних збурювань потоку** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 69 – 73.

Розглянуто умови порушення газодинамічної стійкості систем з компресором за наявності періодичних збурювань потоку. Записано основні рівняння, що характеризують поведінку таких систем. Запропоновано алгоритм розрахунку обсягу ресивера для забезпечення сталої роботи компресора турбонаддуву двигуна внутрішнього згоряння.

Лл. 1. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 621.44.533.697

Лапотко В.М., Кухтін Ю.П. **Результати гармонійного аналізу збуджуючих сил, що діють на профілі лопаток і стійок експериментальної турбіни** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 74 – 78.

Показано, що спектр нестационарних сил, які діють на профілі лопаток і стійок експериментальної турбіни, поруч із складовими за основною частотою nZ , містить низькочастотні складові, обумовлені нестационарністю і зривом потоку, які можуть стати причиною резонансних коливань лопаточних апаратів і вібрацій вузлів турбоустановки.

Лл. 9. Бібліогр.: 3 назви.

38.001 2 (02)

Мусаткін М.Ф., Радько В.М., Балахонів О.Д. **Визначення геометричних параметрів робочих коліс активних доцентрових мікротурбін** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 79 – 83.

Наведено методику визначення геометричних параметрів профілів лопаток робочих коліс на підставі результатів газодинамічного розрахунку ступені активної доцентрової мікротурбіни.

Лл. 2. Бібліогр.: 3 назви.

УДК 621.452.3.037.015.2

Волянська Л.Г. **Проблема граничної прийомистості авіаційних ГТД і можливості її розв'язання на основі аеродинамічного удосконалення компресорів** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 84 – 87.

Розглянуто основні етапи розв'язання задач по забезпеченню газодинамічної стійкості авіаційних ГТД на основі аеродинамічного удосконалення

// Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 59 – 68.

A problem of prediction of light-off and blow-out characteristics of gas turbine combustors during its design and modification. An application area of macro level mathematical modeling of ignition and extinction phenomenon was defined based on publications analysis. To employ a regression macro models during combustors preliminary design phase was proposed.

Fig. 1. Ref.: 22 items.

UDC 621.452.3.037.015.2

Gerasimenko V., Animov J. **Ensuring of compressor gas-dynamic stability in conditions of flow cycling disturbances** // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 69 – 73.

There have been considered the conditions of systems-with-compressor gas-dynamic stability disfunction in the presence of flow cycling disturbances. There have been noted the fundamental equations, which characterize systems behavior. There has been suggested the algorithm for receiver volume estimation, needed for steady operation ensuring of internal-combustion engine turbocharging compressor.

Fig. 1. Ref.: 5 items.

UDC 621.44.533.697

Lapotko V., Kukhtin Yu. **Harmonic analysis of exciting forces that impact blade and strut profiles of experimental turbine** // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 74 – 78.

According to the analysis in the present article, the spectrum of unsteady forces that impact blade and strut profiles of experimental turbine, besides main nZ frequency components stipulated by the unsteadiness and stall. These low-frequency components can cause resonance vibrations of blade systems and those of gas turbine units.

Fig. 9. Ref.: 3 items.

UDC 621.438.001 2 (02)

Musatkin N., Radko V., Balahonov A. **Definition of geometrical parameters of driving wheels of active centripetal microturbines** // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 79 – 83.

The technique of definition of geometrical parameters of structures blades driving wheels is resulted on the basis of results gasdynamics calculation of a step of the active centripetal microturbine.

Fig. 2. Ref.: 3 items.

UDC 621.452.3.037.015.2

Volyanska L. **Problem of gas turbine engine full acceleration and possibility of its solution by aerodynamic upgrading** // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 84 – 87.

The main stages of problem of getting limited gasdynamic stability of gas turbine engines are considered based on aerodynamic upgrading of the multistage axial compressor characteristics, that ensures full acceleration

характеристик багатоступеневого осьового компресора. Приведені основні напрямки використання методів керування прикордонним шаром в лопаткових вінцях осьових компресорів стосовно задач розробки та оптимізації компресорів.

Іл. 1. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 629.7.036.001

Нерубаський В.В. **Особенности расчета режима авторотации тривального ТРДД** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2004. – № 7 (15). – С. 88 – 92. Розглянутий спосіб розрахунку параметрів тривального ТРДД складної схеми на режимі авторотації. Наведені результати розрахунку параметрів тривального ТРДД на режимі авторотації.

Іл. 2. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 621.438

Фрайфельд О.В., Снитко А.А., Понамарев Н.Н. **Сравнение результатов моделирования потерь полного давления по уравнениям Рейнольдса для выходных устройств газотурбинных установок с результатами модельных испытаний** // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2004. – № 7 (15). – С. 93 – 97.

Проведено сравнение результатов расчета потерь полного давления выходного устройства в программном комплексе FlowVision с результатами экспериментальных испытаний модели выходного устройства ГТУ-12П и результатов, рассчитанных по методике определения потерь полного давления в выходных устройствах газотурбинных установок.

Табл. 3. Ил. 6. Библиогр.: 4 назви.

УДК 621.455.03

Алієва М.Т., Максименко Т.О. **Зондові вимірювання параметрів катодної плазми та плазми СПД малої потужності** // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2004. – № 7 (15). – С. 98 – 101.

Проведено дослідження параметрів струменя розрядної плазми катода-компенсатора, працюючого в діодному режимі і спільно з СПД малої потужності, за допомогою методу електростатичного зонда. Визначено вплив катодного масового расходу на характеристики двигуна.

Табл. 1. Іл. 5. Бібліогр.: 6 назв.

УДК 621.452:539.4

Михайлов А.Л., Кучин В.В., Крюков С.В. **Особенности проектирования рабочего колеса турбины ГТД на основе математического моделирования объемного НДС средствами ANSYS** // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2004. – № 7 (15). – С. 102 – 106.

Рассмотрены новые подходы в расчетном определении разрушающих частот вращения деталей рабочего колеса турбины. Предлагается при проектировании применить ранжирование запасов прочности рабочих лопаток и дисков турбин для предотвращения разрушения дисков.

Табл. 1. Ил. 8. Библиогр.: 4 назви.

of a gas turbine engine. The main directions of use methods of control boundary layer in blade row of axial compressors for design and optimization of compressors are shown in the article.

Fig. 1. Ref.: 5 items.

UDC 629.7.036.001

Nerubasskiy V. **A way of triple-spool turbopan windmilling calculation** // *Aerospace technic and technology*. – 2004. – № 7 (15). – P. 88 – 92.

It is come down a way of sophisticated scheme triple-spool turbopan windmilling calculation. The results of triple-spool turbopan parameters numerical calculation at windmilling are depicted.

Fig. 2. Ref.: 4 items.

UDC 621.438

Fryfeld O., Snytko A., Ponomarev N. **Comparison of results of design of losses of complete pressure on equalizations of Reynold's for the output devices of gas-turbine options with the results of model tests** // *Aerospace technic and technology*. – 2004. – № 7 (15). – P. 93 – 97.

Comparison of results of calculation of losses of complete pressure of output device in the programmatic complex FlowVision with the results of experimental tests of model of the output device GTU-12П and results expected on the method of determination of losses of complete pressure in the output devices of gas-turbine options is conducted.

Tabl. 3. Fig. 6. Ref.: 4 items.

UDC 621.455.03

Alyieva M., Maksimenko T. **Probe measurements of cathode plasma and low power SPT plasma parameters** // *Aerospace technic and technology*. – 2004. – № 7 (15). – P. 98 – 101.

Research of a cathode - compensator jet discharge parameters plasma the working in a diode condition and together with low power SPT is carried out, by means of the electrostatic probe method. The cathode mass flow effect on an engine performance is determined.

Tabl. 1. Fig. 5. Ref.: 6 items.

UDC 621.452:539.4

Mikhailov A., Kuchin V., Krukov S. **Designing particularities of working turbine wheel on the grounds of mathematical modeling of three-dementional steady stress by means of ANSYS** // *Aerospace technic and technology*. – 2004. – № 7 (15). – P. 102 – 106.

It is considered new approaches to rated determination of destroying rotating speed for details of working turbine wheel. It is suggested in designing to apply the ranking of safety margins for working turbine blades and disks that the disk destruction is prevented.

Tabl. 1. Fig. 8. Ref.: 4 items.

УДК 621.822

Арасланов А.М., Зайденштейн Г.И., Маливанов Н.Н. **Тепловой режим подшипников ГТД** // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2004. – № 7 (15). – С. 107 – 110.

Рассмотрен экспериментально-теоретический метод расчета теплового режима подшипников ГТД, основанный на обработке опытных данных методами теории подобия. Предложены критериальные зависимости для оценки суммарных затрат мощности на привод подшипников и, как следствие, расчетная оценка либо рабочей температуры подшипника, либо потребной прокачки масла через подшипник. Библиогр.: 4 назви.

UDC 621.822

Araslanov A.M., Zaidenshtein G.I., Malivanov N.N. **Thermal regime of GDT bearings** // *Aerospace technic and technology*. – 2004. – № 7 (15). – P. 107 – 110.

Experimental – theoretical method of calculations for the thermal regime of GTD bearings, based on the computing of experimental data by similarity theory methods was considered. Criteria dependence is offered for evaluation of total power expenditures on bearings gear, and, as a result calculative evaluation of either the bearing working temperature or required oil pumping through the bearing.

Ref.: 4 titles

УДК. 621.438-762

Клімік Р.Р., Зелений Ю.О., Бандурко Е.О. **Розрахунково-експериментальна оцінка динаміки радіального зазору над робочою лопаткою турбіни** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2004. – № 7 (15). – С. 111 – 113.

Розглянуті питання розрахунково-експериментальної оцінки зміни величини радіального зазору над робочою лопаткою турбіни, отриманої на підставі результатів термометрування, з метою перевірки та вибору величини монтажного зазору та неприпустимості урізувань ротора в деталі статора на перехідних режимах роботи двигуна. Іл. 7.

UDC 621.438-762

Klimyk R., Zelyony Yu., Bandurko E. **Calculation and experimental estimation of a radial clearance variation above the turbine blade** // *Aerospace technic and technology*. – 2004. – № 7 (15). – P. 111 – 113.

The problems of calculation and experimental estimation of a radial clearance variation above the turbine blade obtained on the basis of the thermometry results are discussed in order to test and determine a value of a fitting clearance and inadmissibility of the rotor cutting into the stator parts under the transient operating power ratings of the engine.

Fig. 7.

УДК 629.7.036:539.4

Шереметьев О.В., Петров О.В. **Вибір необхідних параметрів скінченноелементних сіток при розрахунках на міцність лопаток авіадвигунів** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2004. – № 7 (15). – С. 114 – 118.

Розглянуто обґрунтування вибору необхідних параметрів скінченноелементних сіток при розрахунках на міцність лопаток компресорів авіаційних газотурбінних двигунів в тривимірній постановці. Пропонується методика оцінки погрешностей, пов'язаних з дискретизацією сіток і перерахунком граничних умов на субмодель. Оцінюється вплив різних типів об'ємних скінчених елементів на напружений стан лопатки. Табл. 3. Іл. 2. Бібліогр.: 5 назв.

UDC 629.7.036:539.4

Sheremetyev A., Petro A. **The choice of necessary parameters of finite element grids at aero-engines blades strength calculations** // *Aerospace technic and technology*. – 2004. – № 7 (15). – P. 114 – 118.

The choice substantiation of necessary parameters of finite element grids at calculations of gas-turbine engines compressor blades strength in three-dimension statement is considered. The technique of error estimation connected to grids discretization and recalculation of boundary condition on submodel is offered. Influence of various types of solid finite elements on blade strain-stress state is estimated.

Tabl. 3. Fig. 2. Ref.: 5 items.

УДК 629.7.036:539.4

Денисюк В.Н., Прибора Т.І. **Визначення напружено-деформованого стану ротора компресора ГТД методом кінцевих елементів** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2004. – № 7 (15). – С. 119 – 123. У статті розглядаються можливості побудови розрахункової схеми ротора ГТД, задання навантажуючих факторів, а також забезпечення спільної роботи елементів конструкції в кінцево-елементній моделі з багатьма зв'язками з використанням контактних елементів. Запропоновані розрахункові заходи дозволяють наблизити розрахунковий НДС до реального. Іл. 6. Бібліогр.: 5 назв.

UDC 629.7.036:539.4

Denisyuk V., Pribora T. **Estimation of Gas-Turbine Engine Compressor Rotor Tensed-and-Strained State by Using Finite Element Method** // *Aerospace technic and technology*. – 2004. – № 7 (15). – P. 119 – 123.

Possibilities of a computational scheme generation for a gas-turbine rotor, selection of loading factors, and also a provision of a joint work of structural members in a multi-connected finite element model with application of contact members are reviewed in the present article. The proposed computational procedures allow to approximate a nominal tensed-and-stressed state to a real one.

Fig. 6. Ref.: 5 items.

УДК 539.376

Локощенко А.М., Назаров В.В. Выбор критериев длительной прочности при сложном напряженном состоянии. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 7 (15). – С. 124 – 128. Проведен детальний аналіз досліджень довгочасної міцності металів при складному напруженому стані. Виявлені особливості неоднорідного напруженого стану в товстостінних трубах, що знаходяться під дією внутрішнього тиску. Вибрана міра сумарного розбросу експериментальних і теоретических значень часів руйнування. Отримані критерії довгочасної міцності металів для різних видів навантажень. Робота виконана при фінансовій підтримці Російського фонду фундаментальних досліджень (грант №02-01-00257).
Табл. 4. Бібліогр.: 23 назви.

УДК 620.178.16. 194; 621.891

Петухов А.Н. Фреттинг-коррозия и фреттинг-усталость в малоподвижных соединениях ГТД и энергетических машин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 7 (15). – С. 129 – 134. Розглядаються механізми фреттинг-корозії та фреттинг-усталості, особливості напруженого стану в зоні контакту деталей, підвержених фреттингу усталості. Приводяться експериментальні дані по дослідженню впливу фреттингу на опір усталості конструкційних матеріалів.
Іл. 3. Бібліогр.: 9 назв.

УДК 539.3

Івченко Д.В., Штанько П.К., Ісаєв М.В., Павлов І.Ю. Ерозійна міцність деталей газоповітряного тракту вертолітних газотурбінних двигунів під час експлуатації в умовах забруднення повітря пилом. Сучасний стан проблеми і можливий шлях її рішення // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 135 – 139. Розглянуто сучасний стан проблеми ерозійної міцності деталей газоповітряного тракту вертолітних газотурбінних двигунів під час експлуатації в умовах забруднення повітря пилом. Визначено можливий шлях її рішення й напрямок подальших досліджень.
Табл. 1. Бібліогр.: 27 назв.

УДК 539.219:620.193.2

Круковский П.Г., Тадля К.А., Рыбников А.И., Крюков И.И., Можайская Н.В., Коларик В. Методы анализа ресурсу та середніх робочих температур металевих покриттів лопаток ГТД // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 140 – 144. У роботі розглянуті методи, що використовують розрахунково-експериментальний підхід для визначення ресурсу, залишкового ресурсу і середніх робочих температур захисних металевих покриттів типу МСrAlY. Представлено результати розрахунків ресурсу і середньої робочої температури покриття у визначеному зрізі лопатки газової турбіни.
Іл. 8. Бібліогр.: 2 назви.

UDC 539.376

Lokoshchenko A., Nazarov V. The choice of criteria of creep rupture under complex stress state // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 124 – 128. The detailed analysis of creep rupture investigations of metals under complex stress state is carried out. The peculiarities of heterogeneous stress state in thick-walled tubes under inner pressure are studied. The methods of change of heterogeneous stress state in tubes by homogeneous state are suggested. The measure of total spread of experimental and theoretical values of rupture times is offered. The criteria of creep rupture of metals at various kinds of loads are obtained. This report is supported by the Russian Foundation of Fundamental Researches (Grant №02-01-00257).
Tabl. 4. Ref.: 23 items.

UDC 620.178.16. 194; 621.891

Petoukhov A. Fretting-corrosion and fretting-fatigue in low-moving joints of GTE and power-plants // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 129 – 134. The mechanisms of fretting-corrosion and fretting-fatigue features of strain-stress state in contact zones of parts under fretting-fatigue are considered. Experimental data of fretting impact study on fatigue resistance of structure materials are given.
Fig. 3. Ref.: 9 items.

UDC 539.3

Ivchenko D., Shtanko P., Isaev N., Pavlov I. Erosive strength of air-gas channel parts of helicopter gas-turbine engines during operation on dusty air. Present state of this problem and possible way for its solution // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 135 – 139. Present state problem of erosive strength of air-gas channel parts of helicopter gas-turbine engines during operation on dusty air is considered. Possible way of its solution and direction of further researches is determined.
Tabl. 1. Ref.: 27 items.

UDC 539.219:620.193.2

Krakovsky P., Tadya K., Rybnikov A., Kryukov I., Mozhayskaya N., Kolarik V. Life time and average operation temperatures analysis methods for gas turbine blades metal coatings // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 140 – 144. Methods which used calculation and experimental approach to determine life time, residual life time and average operation temperatures of MCrAlY coatings are considered in the paper. Calculation results of life time and average operation temperatures of coating in determine cross section of gas turbine blade are presented.
Fig. 8. Ref.: 2 items.

УДК 629.7.036:539.4

Симбірський Д.Ф., Олійник О.В., Філяєв В.А., Шимановська Н.А., Шереметьєв А.В., Грищенко В.В. **Програмний комплекс для експлуатаційного моніторингу виробітку ресурсу основних деталей авіаційного двигуна Д-18Т** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 145 – 150. Наведено основні результати подальшого удосконалення алгоритмів моніторингу температурного та напруженого станів основних деталей ГТД. Вони реалізовані в програмному комплексі «Ресурс-18Т», призначеному для моніторингу за штатно-вимірюваними параметрами виробітку та прогнозування залишку ресурсу двоконтурних ТРД Д-18Т. Л. 4. Бібліогр.: 3 назви.

УДК 629.7.036:539.4

Степаненко С.М. **Випробування комп'ютерних програм розрахунку на міцність як елемент системи якості конструювання** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 151 – 153. У статті розглядається приклад випробування комп'ютерної програми розрахунку на міцність, що застосовувалася при конструюванні авіаційних ГТД. Бібліогр.: 6 назв.

УДК 681.513.54

Олійник А.О., Єпіфанов С.В. **Оптимальний розподіл навантаження між двигунами багатодвигунової силової установки за критерієм паливної економічності** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 154 – 157. Розглянуто можливості застосування оптимального розподілу навантаження для підвищення економічності наземних і авіаційних багатодвигунових силових установок. Наведено опис запропонованого методу оптимізації, його можливості, проблеми, пов'язані з його застосуванням та шляхи їх вирішення. Л. 2.

УДК 681.586

Буряченко А.Г., Волошина Н.П., Ранченко Г.С., Деклама Ж. **Критерії та результати оцінки надійності датчиків тиску для авіаційних двигунів** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 158 – 161. Проведено аналіз причин відсутності у каталогах датчиків тиску виробництва закордонних фірм, документально підтверджених відомостей про надійність. Запропонована методика розрахунку та оцінки показників надійності датчиків тиску у відповідності до умов експлуатації у складі авіаційних двигунів. Табл. 3. Л. 1. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 621.165

Боришанський К.М., Григор'єв Б.Є., Григор'єв С.Ю., Груздев А.В., Наумов А.В. **Ефективний метод контролю вібраційного стану робочих лопаток турбін** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 162 – 166. Наведені експериментальні дані, які показують, що

UDC 629.7.036:539.4

Simbirsky D., Olejnik A., Filyayev V., Shimanovskaya N., Sheremet'yev A., Grischenko V. **Program Complex for D-18T engine' Main parts working life depletion operational monitoring** // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 145 – 150. The main results of the temperature and stress states monitoring algorithms further improving perfection brought. These algorithms are realized in a "Resource-18T" program complex intended for double-flow turbojet engine D-18T working life depletion and prediction monitoring based upon engine parameters logging. Fig. 4. Ref.: 3 items.

UDC 629.7.036:539.4

Stepanenko S. **Test of Strength Calculation Computerized Programs as Element of Design Quality System** // Aerospace Technics and Technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 151 – 153. The example of testing a strength calculation computerized program applied when designing aircraft gas turbine engines is represented in the present article. Ref.: 6 items.

UDC 681.513.54

Olejnyk A., Epyfanov S. **Optimum partition of load between the engines of multimotive power-plant on the criterion of fuel economy** // Aerospace Technics and Technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 154 – 157. Possibilities of application of optimum partition of load for the increase of economy of the ground and aviation multimotive power-plants are considered. Description of the offered method of optimization, his possibility is resulted, problems related to his application and ways of their decision. Fig. 2.

UDC 681.586

Buryachenko A., Voloshina N., Ranchenko G., Declama J. **Criterion and results of pressure transducers reliability prediction for aero-engines** // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 158 – 161. The causes for the absence of documentary affirmed information about pressure transducers reliability in the foreign firms catalogues are analyzed. The procedure of calculation and estimation of reliability parameters for pressure transducers in compliance with the operation conditions of air-engine is offered. Tabl. 3. Fig. 1. Ref.: 4 items.

UDC 621.165

Borishanski C., Grigoriev B., Grigoriev S., Gruzdev A., Naumov A. **The registration and analysis of turbine blade flutter** // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 162 – 166. Experimental data about modern variant of discrete-phase method are presented. It is shown, that the modern

розроблений на ЛМЗ модифікований варіант дискретно-фазового методу може бути ефективно застосований для контролю вібраційного стану робочих лопаток турбін в експлуатаційних умовах.
Іл. 5. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 629.7.035.6

Арьков В.Ю., Куликов Г.Г., Епифанов С.В., Минаев И.И. Полунатурное моделирование отказов ГТД для испытаний систем контроля и диагностики двигателей // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 7 (15). – С. 167 – 173.

В статье динамические модели в форме марковских цепей используются в процессе контроля состояния и диагностики отказов ГТД и их САУ. Для проведения экспериментальных исследований разработанных методов контроля состояния в полунатурный испытательный стенд вводится моделирование отказов в дополнение к моделированию нормальной работы ГТД и САУ.

Іл. 10. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.05

Рутковский В.Ю., Земляков С.Д., Глумов В.М., Епифанов С.В. Информативные признаки, предшествующие обрыву вала трансмиссии ТВД // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 7 (15). – С. 174 – 178.

Рассматривается задача выявления информативных признаков начала пластической деформации вала свободной турбины ТВД, предшествующей его обрыву. Источником информации являются сигналы двух, установленных на противоположных концах упругого вала, штатных датчиков частоты вращения, с помощью которых вычисляется текущее значение угла скручивания вала и определяется его отклонение от нормы для данного режима работы ТВД, используемое для аварийного отключения двигателя.
Іл. 6. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 621.833:519.004

Бурау Н.І. Оцінка інформативності діагностичних ознак тріщинно-подібних пошкоджень в лопатках ГТД // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 179 – 183.

Досліджуються діагностичні ознаки тріщин в лопатках ГТД, отримані в результаті цифрової обробки змодельованих віброакустичних сигналів при стаціонарному вібраційному збуренні робочого колеса. Проведено оцінку інформативності ознак за критерієм Фішера та за відносним змінюванням ознаки при зміні стану об'єкта.

Табл. 1. Іл. 3. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 629.735(045)

Кучер О.Г., Якушенко О.С., Сухоруков О.Ю. Оптимізація методу навчання нейронної мережі для розпізнавання класу технічного стану ГТД // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 184 – 188.

У статті розглянуто проблеми вибору методу навчання нейронної мережі, оптимального з точки

variant of this method may be used for effective control of turbine blades vibration behavior.

Fig. 5. Ref.: 5 items.

UDC 629.7.035.6

Arkov V., Kulikov G., Epifanov S., Minaev I. Hardware-in-the-loop simulation of aero engine faults for testing of engine monitoring and diagnosis systems // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 167 – 173.

In this paper, dynamic modelling with Markov chains represents a basement for condition monitoring and fault diagnosis of gas turbines and their automatic controllers. In order to provide rigorous experimental validation of the monitoring technique, a system test facility incorporates faults models along with modelling of normal operation of the power plant. This is realised using rapid application development techniques.

Fig. 10. Ref.: 9 items

UDC 621.05

Rutkovsky V., Zemlyakov S., Glumov V., Epifanov S. Informing signs preceding to the precipice of billow of the TVD transmission // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 174 – 178.

The task of exposure of informing signs of beginning of plastic deformation of billow of the free turbine TVD, preceding to his precipice, is examined. Signals are an information generator two, set on the opposite ends of resilient billow, regular sensors of frequency of rotation, by which the current value of corner of wring of billow is calculated and his deviation from a norm for this TVD office hours is determined, used for the emergency engine shutdown.

Fig. 6. Ref.: 4 items.

UDC 621.833:519.004

Bouraou N. The self-descriptiveness estimation of the crack-like faults features of gas-turbine engines blades // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 179 – 183.

The features of cracks of the gas-turbine engines blades are investigated. The features are the results of digital signal processing of the simulated vibroacoustical signals at the stationary vibration excitation. The self-descriptiveness estimation of features is carried out by using the Fisher criteria and the relative changing of the feature.

Tabl. 1. Fig. 3. Ref.: 7 items.

UDC 629.735(045)

Kucher A., Yakushenko A., Sukchorukov A. Training method optimization of the neural network for gas turbine engine technical condition class recognition // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 184-188.

The problems of choice of a neural network training method are considered in the article. The method has to

зору стабільності роботи, швидкості навчання та якості розпізнавання класу технічного стану ГТД за параметрами його функціонування. Наведено результати дослідження різних методів.
Іл. 5. Бібліогр.: 3 назви.

УДК 621.436

Долганов К.Є., Лісовал А.А., Гуменчук М.І. Покращення зовнішньої швидкісної характеристики дизеля шляхом автоматичного регулювання тиску наддуву // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2004. – № 7 (15). – С. 189 – 193.

Розглянута можливість покращення зовнішньої швидкісної характеристики автобусного дизеля СМД-31А.15 на ділянці низьких частот обертання колінчастого вала шляхом автоматичного регулювання тиску наддуву.

Іл. 3. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 621.43.004.62

Лобода І. Проблема вірогідності параметричного діагностування ГТД // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2004. – № 7 (15). – С. 194 – 201.

У даній статті на основі критеріїв вірогідності аналізуються різні методи параметричного діагностування ГТД. Для настроювання і перевірки цих методів використовуються термогазодинамічні моделі проточної частини, датчики випадкових чисел і реальні реєстраційні дані. Досягнутий рівень вірогідності достатній для застосування розглянутих методів у автоматизованих системах діагностування.

Табл. 2, Іл. 4. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 623. 021: 005

Кононов В.Б. Оптимальне управління розподілом різномірних сил і засобів сторін за критерієм мінімуму середньозваженого математичного сподівання сумарної кількості основних сил протиборчої сторони при постійних параметрах розподілу // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2004. – № 7 (15). – С. 202 – 205.

Сформульована задача оптимального керування розподілом різномірних сил і засобів сторін за критерієм мінімуму середньозваженого математичного чекання сумарної кількості основних сил протиборчої сторони наприкінці конфліктної ситуації в умовах визначеності при постійних параметрах розподілу сил і засобів сторони А.

Бібліогр.: 5 назв

УДК 681.324

Кучук Г.А. Метод контролю мережного трафіка розподіленої системи управління // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2004. – № 7 (15). – С. 206 – 209.

Запропоновано метод, що дозволяє здійснити контроль мережного трафіка розподіленої системи управління, який базується на визначенні моменту часу зміни стохастичних властивостей трафіка, виходячи з запропонованої оцінки функції щільності розподілу ймовірностей трафіка на основі заданої вибірки та мажоранти функції розподілу.

be , optimal from the point of work stability, training speed and quality of gas turbine engine technical condition class recognition by work process parameters. Results of various methods researching are given.

Fig. 5. Ref.: 3 items.

UDC 621.436

Dolganov K., Lisoval A., Gumenchuk M. Improvement of speed characteristic of the bus engine by automatic regulating of charging pressure // *Aerospace technic and technology.* – 2004. – № 7 (15). – P. 189 – 193.

Possibility of the improvement of speed characteristic of the bus diesel SMD-31A.15 with turbocharger by using automatic regulating of charging pressure at the low rpm of diesel crankshaft is discussed.

Fig. 3. Ref.: 4 items.

UDC 621.43.004.62

Loboda I. Trustworthiness Problem of Gas Turbine Parametric Diagnosing // *Aerospace technic and technology.* – 2004. – № 7 (15). – P. 194 – 201.

In the paper, different gas turbine parametric diagnosing methods are analyzed on the base of trustworthiness criteria. The nonlinear gaspath thermodynamic models, random number generators, and real registration data are used for methods adjustment and verification. The achieved trustworthiness level is sufficient to recommend the examined methods for realization in automated diagnosing systems.

Tabl. 2, Fig. 4. Ref.: 5 items.

UDC 623. 021: 005

Kononov V. Optimum management by distributing of diverse forces and facilities of sides on the criterion of minimum of a population mean of total amount of the basic forces the contradictory side at the permanent parameters of distributing // *Aerospace technic and technology.* – 2004. – № 7 (15). – P. 202 – 205.

In the article problem definition of optimum management by distributing of forces and facilities of sides on the criterion of minimum expected value of total amount of basic forces of side at the end of conflict situation in the conditions of definiteness at the permanent parameters of distributing of forces and facilities of side is examined A.

Ref.: 5 items.

UDC 681.324

Kuchuk G. Quality monitoring of the network traffic of the allocated control system // *Aerospace technic and technology.* – 2004. – № 7 (15). – P. 206 – 209.

The method is offered, allowing to carry out the control of the network traffic of the allocated control system which is based on definition of the moment of time of change of stochastic properties of the traffic, proceeding from the suggested estimation of function of density of distribution of probabilities on the basis of the set sample and a majorant of function of distribution.

УДК 681.3.06:629.7.062

Манжос Ю.С. **Оцінка ефективності незалежної верифікації програмного забезпечення** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 210 – 214.

Викладається методика оцінки ефективності незалежної верифікації ПО інформаційно-керуючих систем критичного застосування на основі статичного аналізу вихідних кодів ПО з використанням семантичного методу оцінки функціональності.

Табл. 2. Іл. 2. Библиогр.: 7 назв.

УДК 621.452.3

Жеманюк П.Д., Богуслаев А.В., Мозговий С.В., Карась Г.В., Качан А.Я. **Обработка проточных поверхностей моноколес высокошвидкісним фрезеруванням** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 215 – 219.

Розглянуто обробку проточних поверхонь осьових і відцентрових моноколес високошвидкісним фінішним фрезеруванням. Визначено точність і шорсткість оброблюваних поверхонь, а також технологічні умови і режими обробки.

Табл. 2. Іл. 11. Библиогр.: 2 назви.

УДК 621.923.048

Нижник С.Н., Куципак В.І., Матюхін В.А., Покатов О.В., Фандеев В.Н. **Обладнання для магнітно-абразивної обробки важкофасонных деталей ГТД** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 220 – 224.

Розглянуто метод магнітно-абразивної обробки малогабаритних компресорних лопаток ГТД із важкооброблюваних матеріалів, виконаний аналіз існуючих методів і пристроїв, застосовуваних при виготовленні лопаток.

Іл. 9. Библиогр.: 3 назви.

УДК 621.74.045

Сорокін В.Ф., Малахатко А.В. **Особенности оценки температурного та напружено-деформованого стану прес-форм для лиття лопаток авіаційних двигунів** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 225 – 230.

Розглянуто методологію комп'ютерного аналізу ливарних процесів, які відбуваються у прес-формах для лиття лопаток турбін за допомогою моделей, що виплавляються. Аналіз оснований на застосуванні при проектуванні модельних та стержневих прес-форм даних, одержаних внаслідок розрахунку міцності, а також гідродинамічних та теплових розрахунків.

Іл. 4. Библиогр.: 7 назв.

УДК 621.793.74

Белан М.В., Колесник В.В., Іващенко С.С., Колесник В.П., Слюсар Д.В., Прокопенко А.М. **Формування багатопшарових багатокомпонентних захисних покриттів** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2004. – № 7 (15). – С. 231 – 235.

Розроблена інженерна методика розрахунку компо-

УДК 681.3.06:629.7.062

Manzhos Yu. **Estimation of efficiency of independent verifykation of software** is // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 210 – 214.

The method of estimation of efficiency of independent verification is expounded software of the sensor-based systems of critical application on the basis of static analysis of source codes SOFTWARE with the use of semantic method of estimation of functionality.

Tabl. 2. Fig. 2. Ref.: 7 items.

UDC 621.452.3

Zhemanyuk P., Boguslayev A., Mozgovoy S., Karas G., Kachan A. **Formation of flowing surfaces of the blisks by high-speed milling** // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 215 – 219.

The machining of flowing surfaces of axial and centrifugal blisks by high-speed finish milling is considered. Accuracy and roughness of machining surfaces, also technological and machining conditions is defined.

Tabl. 2. Fig. 11. Ref.: 2 items.

UDC 621.923.048

Niznik S., Kutsipak V., Matuhin V., Pokatov O., Fandeev V. **The equipment for magnetic-abrasive processing of profilecomposite air-jet components** // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 220 – 224.

The method magnetic-abrasive of processing small-sized compressor blades of air-jet engines from intractable of materials is considered, the analysis of existing methods and devices used is executed at manufacturing blades.

Fig. 9. Ref.: 3 items.

UDC 621.74.045

Sorokin V., Malachatko A. **The characteristics evaluation of the thermal and deferred modes of die modes for the shrating aeroengines blades** // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 225 – 230.

The computer analysis methodology of the casting processes occurring in the die molds for the smelting turbine blades is considered. The analysis is based on the date application, acquired from strength analysis and also hydrodynamic calculation and thermal design, at the die and core molds designing.

Fig. 4. Ref.: 7 items.

UDC 621.793.74

Belan N., Kolesnik V., Ivaschenko S., Kolesnik V., Slusar D., Prokopenko A. **Formation of multilayer multicomponent coatings** // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 231 – 235.

The engineering design procedure of componential composition of multilayer multicomponent coatings is

нентного складу багаточастотного багатоконструктивного покриття. Проведено експерименти по отриманню багатоконструктивних покриттів типу Me-Cr-Al-Y з різним відсотковим вмістом компонентів. Запропонована методика може бути використана для визначення ступеня регулювання стехіометрії під час процесу формування покриття.
Бібліогр.: 8 назв.

УДК 621.793.6:669.245

Лесников В.П., Кузнецов В.П., Коротких А.В. Технология восстановительного ремонта турбинных лопаток ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 7 (15). – С. 236 – 239.

Представлена технология восстановительного ремонта рабочих и сопловых лопаток после выработки ресурса на авиационном двигателе, которая включает в себя: анализ повреждаемости лопаток, удаление дефектного слоя с поверхности лопаток, восстановление защитного покрытия, восстановление структуры и свойств материала-основы. Данная технология позволяет восстанавливать рабочие и сопловые лопатки для использования в наземных ГТУ с требуемым межремонтным интервалом.
Ил. 6.

УДК 681.586.773

Фурмаков Е.Ф., Столяров Ю.Г., Сегалла А.Г., Харитонов В.Н. Релаксационный эффект в пьезоэлектрических датчиках вибрации // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 7 (15). – С. 240 – 241.

Предложено объяснение встречающейся на практике временной потере работоспособности пьезоэлектрических датчиков вибрации.
Библиогр.: 2 назви.

УДК 629.735.083.02/03

Мухутдинов Ф.И., Полянин А.Л., Ступников В.Л., Минацевич С.Ф. Оценка состояния двигателя ПС-90А по параметрам вибрации // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 7 (15). – С. 242 – 243.

Рассматривается алгоритм анализа вибрационных характеристик двигателя, основанный на контроле изменения в эксплуатации виброскоростей двигателя ПС-90А по частотам вращения роторов вентилятора и КВД в определенной полосе частот.
Ил. 2.

УДК 629.7.036.3:658.562

Мансурова А.М., Тунаков А.П., Хамзин А.С. Передача информации при диагностике ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 7 (15). – С. 244 – 245.

Рассматриваются возможные методы передачи информации при диагностике двигателей летательных аппаратов.
Библиогр.: 3 назви.

developed. Experiments on deposition of multicomponent coatings such as Me-Cr-Al-Y with various percentage of components are carried out. The offered technique can be used at a tentative estimation of percentage of components in a formed coating, and also for definition of a degree of adjustment stoichiometry during formation of a covering.

Ref.: 8 items.

UDC 621.793.6:669.245

Lesnikov V., Kuznetsov V., Korotkih A. Technology of reconditioning repair of turbine blades of a turbine engine // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 236 – 239.

In activity the technology of reconditioning repair of workers and nozzle vanes after manufacture of resource on an aero-engine which includes is shown: the analysis of damageability of blades, removal of a defective layer from a surface of blades, recovery of a protective coating, recovery of structure and properties of the material-basis. The given technology allows to restore workers and nozzle vanes for use in ground GTE with a required between-repairs interval.

Fig. 6.

UDC 681.586.773

Furmakov E., Stolyarov Yu., Segalla A., Xaritonov V. Relaxation effect in piezoelectric vibration sensors // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 240 – 241.

Article includes explanation of occurred in practice temporary out-of-action of piezoelectric vibration sensors.

Ref.: 2 items.

UDC 629.735.083.02/03

Mukhutdinov F., Polyinin A., Stupnikov V., Minatsevich S. Estimation of PS-90A Condition Based on Vibration Parameters // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 242 – 243.

The article covers the analysis algorithm of vibrating characteristics of the engine based on the monitoring of the PS-90A engine vibration velocities change in service according to the fan and HPC rotor speeds in certain frequencies bands.

Fig. 2.

UDC 629.7.036.3:658.562

Mansurova A., Tunakov A., Khamzin A. Information during GTE diagnostic // Aerospace technic and technology. – 2004. – № 7 (15). – P. 244 – 245.

There are viewed various methods of information transferring during diagnostic of aircraft engines.

Ref.: 3 items.

АЛИЕВА Мадина Тимуровна	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, аспирант
АНДРИЕЦ Александр Григорьевич	Севастопольский национальный технический университет, кандидат технических наук, старший преподаватель
АНИМОВ Юрий Александрович	Казенное предприятие "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", кандидат технических наук, начальник отдела
АРАСЛАНОВ Анвар Мидхатович	Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева (КАИ), доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
АРЬКОВ Валентин Юльевич	Уфимский государственный авиационный технический университет, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры АСУ
БАЛАХОНОВ Александр Дмитриевич	Самарский государственный аэрокосмический университет, студент
БАНДУРКО Евгений Александрович	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, инженер-конструктор
БЕЛАН Николай Васильевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
БИЛЕКА Борис Дмитриевич	Институт технической теплофизики НАН Украины, доктор технических наук, старший научный сотрудник, ведущий научный сотрудник
БОГУСЛАЕВ Александр Вячеславович	ОАО «Мотор Сич», Запорожье, кандидат технических наук, ведущий инженер
БОЖЕНЕНКО Тамара Афанасьевна	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», научный сотрудник
БОРИЩАНСКИЙ Константин Николаевич	ОАО Силовые машины «ЛМЗ», Санкт-Петербург, доктор технических наук, профессор, начальник сектора
БУРАУ Надежда Ивановна	Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», кандидат технических наук, доцент, заместитель декана ПБФ
БУРЯЧЕНКО Анна Григорьевна	ОАО «Элемент», Одесса, главный метролог
ВАСИЛЬЕВ Евгений Петрович	Институт технической теплофизики НАН Украины, кандидат технических наук, старший научный сотрудник
ВОЛОШИНА Наталья Павловна	ОАО «Элемент», Одесса, начальник бюро
ВОЛЯНСКАЯ Лариса Георгиевна	Национальный авиационный университет, Киев, кандидат технических наук, старший научный сотрудник

ГЕРАСИМЕНКО Владимир Петрович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, доктор технических наук, профессор, преподаватель
ГЛУМОВ Виктор Михайлович	Институт проблем управления РАН, Москва, кандидат технических наук, старший научный сотрудник
ГРИГОРЬЕВ Борис Егорович	ОАО Силовые машины «ЛМЗ», Санкт-Петербург, ведущий конструктор
ГРИГОРЬЕВ Сергей Юрьевич	ОАО Силовые машины «ЛМЗ», Санкт-Петербург, ведущий конструктор
ГРИЩЕНКО Вадим Валерьевич	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, ведущий инженер
ГРУЗДЕВ Андрей Владимирович	ОАО Силовые машины, «ЛМЗ», Санкт-Петербург, кандидат технических наук, инженер
ГУМЕНЧУК Михаил Иванович	Национальный транспортный университет, Киев, аспирант кафедры «Двигатели и теплотехника»
ДЕКЛАМА Жан	Фирма Kulite Леония, США, директор по внедрениям
ДЕНИСЮК Валерий Николаевич	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, главный конструктор
ДИКИЙ Григорий Петрович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, кандидат физико-математических наук
ДОЛГАНОВ Кинт Евгеньевич	Национальный транспортный университет, Киев, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
ДОЛМАТОВ Дмитрий Анатольевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, аспирант
ЕПИФАНОВ Сергей Валерьевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
ЖЕМАНЮК Павел Дмитриевич	ОАО «Мотор Сич», г. Запорожье, кандидат технических наук, главный инженер
ЗАЙДЕНШТЕЙН Георгий Израидевич	Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева (КАИ), доцент, доцент кафедры
ЗЕЛЕНЫЙ Юрий Алексеевич	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, ведущий инженер-конструктор
ЗЕМЛЯКОВ Станислав Данилович	Институт проблем управления РАН, доктор технических наук, заведующий сектором

ИВАЩЕНКО Сергей Сергеевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, кандидат технических наук, старший научный сотрудник
ИВЧЕНКО Дмитрий Владимирович	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, инженер-конструктор
ИСАЕВ Николай Владимирович	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. А.Г. Ивченко, ведущий конструктор
КАРАСЬ Григорий Валерьевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, студент
КАЧАН Алексей Яковлевич	ОАО «Мотор Сич», Запорожье, доктор технических наук, профессор, старший научный сотрудник
КИЛЬДЕЕВ Рашид Абасович	Казанский государственный технический университет им. А.Н.Туполева, кандидат технических наук, начальник УМНЦ Интехноцентра
КИРЧУ Фёдор Иванович	Национальный авиационный университет, Киев, аспирант
КЛИМИК Ростислав Ростиславович	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, инженер-конструктор
КОЛАРИК Владислав	Фраунховерский институт химической технологии, начальник лаборатории
КОЛЕСНИК Валерий Владимирович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, научный сотрудник
КОЛЕСНИК Владимир Петрович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, кандидат технических наук, доцент кафедры
КОНОВАЛОВ Дмитрий Викторович	Национальный университет кораблестроения, Николаев, аспирант
КОНОНОВ Владимир Борисович	Харьковский военный университет, кандидат технических наук, доцент, заместитель начальника факультета
КОРОТКИХ Александр Владимирович	ООО «Турбомет», Екатеринбург, инженер
КОСТЮК Владимир Евгеньевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник
КРАВЧЕНКО Игорь Федорович	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Генеральный конструктор

КРУКОВСКИЙ Павел Григорьевич	Институт технической теплофизики НАН Украины, доктор технических наук, заведующий отделом
КРЮКОВ Иосиф Иванович	Центральный котлотурбинный институт им. И.И. Ползунова, Санкт-Петербург, кандидат технических наук
КРЮКОВ Сергей Вячеславович	ОАО НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия, инженер-конструктор
КУЗНЕЦОВ Валерий Павлович	ООО «Турбомет», Екатеринбург, кандидат технических наук, член-корреспондент АИН РФ
КУЛАЛАЕВ Андрей Викторович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», научный сотрудник
КУЛАЛАЕВ Виктор Валентинович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, доцент
КУЛИКОВ Геннадий Григорьевич	Уфимский государственный авиационный технический университет, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
КУХТИН Юрий Петрович	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, инженер-конструктор
КУЦИПАК Виктор Иванович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», заведующий учебной лабораторией
КУЧЕР Алексей Григорьевич	Национальный авиационный университет, Киев, доктор технических наук, профессор
КУЧИН Владимир Васильевич	ОАО НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия, начальник бригады прочности турбин
КУЧУК Георгий Анатольевич	Харьковский военный университет, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, начальник научно-исследовательского отдела
ЛАПОТКО Василий Михайлович	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, кандидат технических наук, инженер-конструктор
ЛЕСНИКОВ Владимир Петрович	ООО «Турбомет», г. Екатеринбург, кандидат технических наук, член-корреспондент АИН РФ, директор
ЛИСОВАЛ Анатолий Анатольевич	Национальный транспортный университет, Киев, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
ЛОБОДА Игорь Игоревич	Национальный политехнический институт Мексики, кандидат технических наук, доцент, преподаватель
ЛОКОЩЕНКО Александр Михайлович	Институт механики Московского государственного университета им. М.В. Ломоносова, доктор физико-математических наук, профессор, заместитель директора

МАКСИМЕНКО Тарас Александрович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, аспирант
МАЛАХАТКО Андрей Васильевич	ОАО „Мотор Сич”, Запорожье, начальник бюро программирования
МАЛИВАНОВ Николай Николаевич	Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева (КАИ), кандидат технических наук, профессор, проректор
МАНЖОС Юрий Семенович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, кандидат технических наук, доцент
МАНСУРОВА Алсу Мияулитовна	Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева (КАИ), инженер лаборатории «САД/САМ центр», аспирант
МАТЮХИН Владимир Анатольевич	ГП Харьковский машиностроительный завод «ФЭД», заместитель директора по качеству
МАЦ Эммануил Борисович	Казанский государственный технический университет им. А.Н.Туполева, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
МЕНЯЙЛОВ Андрей Владимирович	ОАО „Мотор Сич”, Запорожье, кандидат технических наук, начальник расчетно-экспериментальной бригады отдела компрессоров
МИНАЕВ Игорь Иванович	УНПП «Молния», кандидат технических наук, инженер-конструктор расчётного отдела
МИНАЦЕВИЧ Станислав Фабианович	Пермский государственный технический университет, кандидат технических наук, профессор, заместитель декана
МИХАЙЛОВ Александр Леонидович	ОАО НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия, доктор технических наук, старший научный сотрудник, начальник управления прочности и ресурса
МИХАЙЛОВА Надежда Александровна	Рыбинская государственно авиационная технологическая академия им. П.А.Соловьева, студентка
МОЖАЙСКАЯ Наталья Васильевна	Центральный котлотурбинный институт им. И.И. Ползунова, Санкт-Петербург
МОЗГОВОЙ Сергей Владимирович	ОАО „Мотор Сич”, Запорожье, инженер
МУСАТКИН Николай Федорович	Самарский государственный аэрокосмический университет, кандидат технических наук, доцент
МУХУТДИНОВ Фарит Ибраевич	Открытое акционерное общество “Авиадвигатель”, Пермь, начальник бригады
НАЗАРОВ Владлен Витальевич	Институт механики Московского государственного университета им. М.В. Ломоносова, научный сотрудник
НАУМОВ Алексей Васильевич	ОАО Силовые машины «ЛМЗ», Санкт-Петербург, кандидат технических наук, ведущий конструктор

НЕРУБАССКИЙ Вадим Владимирович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, старший научный сотрудник
НИЖНИК Сергей Николаевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, старший преподаватель
ОЛЕЙНИК Алексей Васильевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, кандидат технических наук, докторант
ОЛЕЙНИК Антон Алексеевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, аспирант
ПАВЛОВ Игорь Юрьевич	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, ведущий конструктор
ПАНИН Владислав Вадимович	Национальный авиационный университет, Киев, доктор технических наук, профессор, декан факультета
ПАРШАКОВ Евгений Александрович	Харьковский филиал «Пром СИЗ», главный бухгалтер
ПАРШАКОВА Ольга Николаевна	Харьковский бизнес-колледж, преподаватель
ПЕРЕЛЬШТЕЙН Борис Хаимович	Казанский государственный технический университет им. А.Н.Туполева, кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник "CAD/CAM центра"
ПЕТРОВ Алексей Владимирович	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, инженер-конструктор
ПЕТУХОВ Анатолий Николаевич	Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова «ЦИАМ», доктор технических наук, профессор, начальник сектора
ПОКАТОВ Олимпий Валерьянович	ОАО «Мотор Сич», Запорожье, заместитель генерального директора
ПОЛЯНИН Андрей Леонидович	ОАО “Авиадвигатель”, Пермь, кандидат технических наук, заместитель начальника отдела
ПОНАМАРЕВ Николай Николаевич	ОАО «ЛМЗ», Россия, кандидат технических наук, начальник группы
ПРИБОРА Татьяна Ивановна	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, инженер-конструктор
ПРОКОПЕНКО Александр Николаевич	ОАО «Мотор Сич», Запорожье, кандидат технических наук, начальник бюро покрытий
ПРОКОФЬЕВ Сергей Анатольевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, аспирант

РАДЧЕНКО Николай Иванович	Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, доктор технических наук, профессор
РАДЬКО Владислав Михайлович	Самарский государственный аэрокосмический университет, кандидат технических наук, доцент
РАНЧЕНКО Геннадий Степанович	ОАО «Элемент», Одесса, кандидат технических наук, главный конструктор
РУТКОВСКИЙ Владислав Юльевич	Институт проблем управления им. В.А.Трапезникова РАН, Москва, доктор технических наук, профессор, заведующий лабораторией
РЫБНИКОВ Александр Иванович	Центральный котлотурбинный институт им. И.И. Ползунова, Санкт-Петербург, доктор технических наук, заведующий отделом
СЕГАЛЛА Андрей Генрихович	ОАО "ЭЛПА", Зеленоград Московской области, кандидат физико-математических наук, заместитель директора
СИМБИРСКИЙ Дмитрий Федорович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", доктор технических наук, профессор
СИРОТА Александр Архипович	Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, кандидат технических наук, доцент
СЛЮСАРЬ Денис Витальевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "Харьковский авиационный институт", научный сотрудник
СНИТКО Александр Анатольевич	ЗАО НПО «Искра-Энергетика», Россия, технический директор
СОРОКИН Владимир Федорович	ГП "Институт машин и систем" Минпромполитики и НАН Украины, Харьков, кандидат технических наук, доцент, главный инженер
СТЕПАНЕНКО Сергей Михайлович	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, кандидат технических наук, начальник отдела
СТОЛЯРОВ Юрий Георгиевич	ОАО «Техприбор», Санкт-Петербург, главный специалист, начальник отдела
СТУПНИКОВ Владимир Леонидович	Открытое акционерное общество "Авиадвигатель", Пермь, кандидат технических наук, начальник бригады
СУХОРУКОВ Александр Юрьевич	Национальный авиационный университет, Киев, студент
ТАДЛЯ Константин Анатольевич	Институт технической теплофизики НАН Украины, научный сотрудник
ТЕРЕЩЕНКО Юрий Матвеевич	Национальный авиационный университет, Киев, доктор технических наук, профессор, преподаватель

ТКАЧ Михаил Романович	Национальный университет кораблестроения, Николаев, кандидат технических наук, доцент
ТУНАКОВ Алексей Павлович	Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева (КАИ), доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
УГРЮМОВ Михаил Леонидович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, доцент
ФАНДЕЕВ Вячеслав Николаевич	Открытое акционерное общество «Днепропетровский агрегатный завод»
ФИЛЯЕВ Вячеслав Анатольевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, кандидат технических наук, доцент
ФРАЙФЕЛЬД Олег Владимирович	ЗАО «Искра-Энергетика», Россия, инженер-расчетчик
ФУРМАКОВ Евгений Федорович	ОАО «Техприбор», доктор технических наук, профессор, главный конструктор, заместитель директора
ХАМЗИН Айдар Салихович	Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева (КАИ), кандидат технических наук, доцент, руководитель лаборатории «САД/САМ центр»
ХАМЗИН Айдар Салихович	Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева, кандидат технических наук, директор Интехноцентра
ХАРИТОНОВ Виктор Николаевич	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс», ведущий конструктор
ЦЕГЕЛЬНИК Андрей Михайлович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, ассистент
ШЕРЕМЕТЬЕВ Александр Викторович	Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, кандидат технических наук, начальник отдела
ШИМАНОВСКАЯ Наталья Анатольевна	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, аспирантка
ШТАНЬКО Петр Константинович	Запорожский национальный технический университет, кандидат технических наук, доцент, старший преподаватель
ЯКУШЕНКО Александр Сергеевич	Национальный авиационный университет, кандидат технических наук, старший научный сотрудник

Алиева М.Т.	98	Колесник В.П.	231	Панин В.В.	47
Андриец А.Г.	13	Коновалов Д.В.	24	Паршаков Е.А.	32
Анимов Ю.А.	69	Кононов В.Б.	202	Паршакова О.Н.	32
Арасланов А.М.	107	Коротких А.В.	236	Перельштейн Б.Х.	20
Арьков В.Ю.	167	Костюк В.Е.	59	Петров А.В.	114
Балахонов А.Д.	79	Кравченко И.Ф.	59	Петухов А.Н.	129
Бандурко Е.А.	111	Круковский П.Г.	140	Покатов О.В.	220
Белан Н.В.	231	Крюков И.И.	140	Полянин А.Л.	242
Билека Б.Д.	8	Крюков С.В.	102	Понамарев Н.Н.	93
Богуслаев А.В.	215	Кузнецов В.П.	236	Прибора Т.И.	119
Божененко Т.А.	32	Кулалаев В.В.	37	Прокопенко А.Н.	231
Боришанский К.Н.	162	Куликов Г.Г.	167	Прокофьев С.А.	42
Бурау Н.И.	179	Кухтин Ю.П.	74	Радченко Н.И.	24
Буряченко А.Г.	158	Куципак В.И.	220	Радько В.М.	79
Васильев Е.П.	8	Кучер А.Г.	184	Ранченко Г.С.	158
Волошина Н.П.	158	Кучин В.В.	102	Рутковский В. Ю.	174
Волянская Л.Г.	84	Кучук Г.А.	206	Рыбников А.И.	140
Герасименко В.П.	69	Лапотко В.М.	74	Сегала А.Г.	240
Глумов В.М.	174	Лесников В.П.	236	Симбирский Д.Ф.	145
Григорьев Б.Е.	162	Лисовал А.А.	189	Сирота А.А.	24
Григорьев С.Ю.	162	Лобода И.И.	194	Слюсарь Д.В.	231
Грищенко В.В.	145	Локощенко А.М.	124	Снитко А.А.	93
Груздев А.В.	162	Максименко Т.А.	98	Сорокин В.Ф.	225
Гуменчук М.И.	189	Малахатко А.В.	225	Степаненко С.М.	151
Деклама Ж.	158	Маливанов Н.Н.	107	Столяров Ю.Г.	240
Денисюк В.Н.	119	Манжос Ю.С.	210	Ступников В.Л.	242
Дикий Г.П.	52	Мансурова А.М.	244	Сухоруков А.Ю.	184
Долганов К.Е.	189	Матюхин В.А.	220	Тадля К.А.	140
Долматовд.А.	52	Мац Э.Б.	20	Терещенко Ю.М.	47
Епифанов С.В.	52, 154, 167, 174	Меняйлов А.В.	42	Ткач М.Р.	16
Жеманюк П.Д.	215	Минаев И.И.	167	Тунаков А.П.	244
Зайденштейн Г.И.	107	Минаевич С.Ф.	242	Угрюмов М.Л.	42
Зеленый Ю.А.	111	Михайлов А.Л.	102	Фандеев В.Н.	220
Земляков С.Д.	174	Михайлова Н.А.	29	Филяев В.А.	145
Иващенко С.С.	231	Можайская Н.В.	140	Фрайфельд О.В.	93
Ивченко Д.В.	135	Мозговой С.В.	215	Фурмаков Е.Ф.	240
Исаев Н.В.	135	Мусаткин Н.Ф.	79	Хамзин А.С.	244
Карась Г.В.	215	Мухутдинов Ф.И.	242	Хамзин А.С.	20
Качан А.Я.	215	Назаров В.В.	124	Харитонов В.Н.	240
Кильдеев Р.А.	20	Наумов А.В.	162	Цегельник А.М.	42
Кирчу Ф.И.	47	Нерубасский В.В.	88	Шереметьев А.В.	114, 145
Климик Р. Р.	111	Нижник С.Н.	220	Шимановская Н.А.	145
Коларик В.	140	Олейник А.В.	145	Штанько П.К.	135
Колесник В.В.	231	Олейник А.А.	154	Якушенко А.С.	184
		Павлов И.Ю.	135		