

УДК 62-762.001.5

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТОРЦОВЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ УПЛОТНЕНИЙ

© 2008 С.В. Фалалеев, А.С. Виноградов, П.В. Бондарчук

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассмотрены и обсуждены работа уплотнений при наличии масла в уплотняемом зазоре, сконструированное уплотнение для различных форм газодинамических канавок и расчет характеристик уплотнения как элемента опоры двигателя.

Торцовые газодинамические уплотнения (ТГДУ) являются самым перспективным типом торцовых уплотнений для двигателей летательных аппаратов и энергетических установок. Их неоспоримым преимуществом является высокая герметичность и практически неограниченный ресурс, так как кольца, составляющие пару трения не находятся в непосредственном контакте. В последние годы количество применений и исследований этого типа уплотнения значительно увеличилось. Однако такие уплотнения, являясь очень привлекательными с точки зрения герметичности, имеют целый ряд трудностей, с которыми приходится сталкиваться при их проектировании, производстве и эксплуатации. Во многом это связано с комплексом проблем, многие из которых до конца не изучены и о которых в научных публикациях имеются только отрывочные сведения.

В данной статье предлагается рассмотреть следующие аспекты проектирования ТГДУ:

- исследование характеристик уплотнения при наличии масла в уплотнительном зазоре;
- проектирование ТГДУ с различной формой газодинамических камер;
- расчет характеристик уплотнения с учетом деформаций корпуса опоры двигателя.

С теоретической точки зрения в уплотнительном зазоре ТГДУ масло должно отсутствовать. Однако имеющийся опыт эксплуатации спроектированных уплотнений говорит о том, что такое явление не только является возможным, но и приводит к существенному изменению характеристик уплотнения. Из-за попадания масла в зазор (при запуске или остановке двигателя) может из-

мениться форма и глубина газодинамических камер. Происходит так называемое замасливание камер.

Для анализа этого воздействия сравним работу уплотнения при течении газа и суспензии “газ-масло” через уплотнительный зазор. В расчетах принималось, что суспензия имела гомогенные свойства и ее газодинамические и теплофизические свойства рассчитывались по известным зависимостям. После этого проводился сравнительный анализ работы уплотнения при плоскопараллельном зазоре, с использованием разработанной в Самарском государственном аэрокосмическом университете методики расчета ТГДУ.

Результаты расчетов показали, что величины утечек практически не изменяются при попадании масла в газ во всем рассматриваемом диапазоне перепада давления на уплотнении. Но существенно изменяется момент трения, что приводит к разогреву зоны контакта и возникновению температурных деформаций колец пары трения ТГДУ. С уменьшением содержания масла в воздухе значение коэффициентов изменения характеристик стремится к единице (рис. 1).

Проведенные далее расчетные исследования в пакете ANSYS показали, что при повышении мощности трения в зазоре уплотнения в 5,2 раза при перепаде давления 5 МПа температура контактирующих уплотнительных поверхностей достигнет 220°C, а в месте установки резинового вторичного уплотнения – 195°C. Это приведет к увеличению величины конусности зазора (в расчетном случае составила 1,8 мкм) и к повышенным утечкам (в 2...2,5 раза), а также к повреждению резинового вторичного уплотнения.

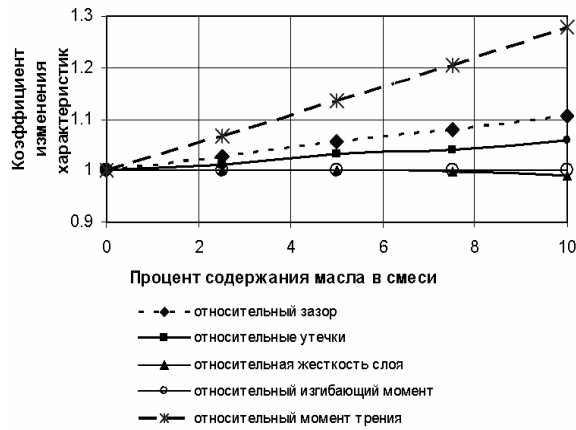


Рис. 1. Изменение характеристик уплотнения при наличии масла в воздухе (температура 100 °С)

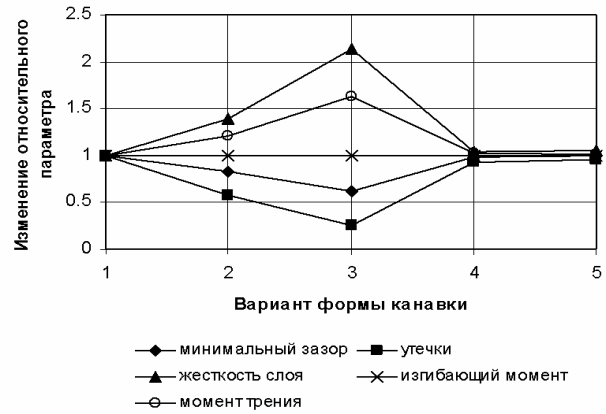


Рис. 2. Относительные характеристики ТГДУ для различных вариантов форм камер

при исследовании предыдущего фактора.

Было рассмотрено искажение формы камеры за счет заполнения ее масляной пленкой. Теоретически возможное изменение глубины спиральных камер (первоначальная глубина – 7 мкм) по радиусу кольца при заполнении их маслом можно представить в пяти вариантах:

- 1 – камера без масла;
- 2 – камера наполовину равномерно заполнена маслом;
- 3 – на большем радиусе камера полностью заполнена маслом, толщина масляного слоя в канавке линейно понижается по мере уменьшения радиуса кольца до нуля на внутреннем радиусе кольца;
- 4 – на меньшем радиусе камера наполовину заполнена маслом, толщина масляного слоя в камере линейно уменьшается по мере увеличения радиуса кольца до нуля на наружном радиусе кольца;
- 5 – на меньшем радиусе камера полностью заполнена маслом, толщина масляного слоя в камере равномерно уменьшается по мере увеличения радиуса кольца до нуля на наружном радиусе кольца.

На наш взгляд, наиболее вероятны варианты 1, 2 и 5.

Изменение параметров анализировалось в относительном виде (рис. 2). За базовое значение были взяты соответствующие величины первого варианта, то есть при отсутствии масла в спиральных камерах уплотнения.

Анализ результатов расчета показал, что утечки газа снижаются во всех рассматриваемых вариантах изменения глубины камер. Однако момент трения растет существенно, что приводит к выводам, аналогичным сделанным

Исследованием характеристик таких уплотнений занимается большое число научных институтов, как в нашей стране, так и за рубежом. В связи с тем, что каждая фирма, занимающаяся производством таких уплотнений, стремится запатентовать свою конфигурацию газодинамических камер, возникает необходимость иметь методику, позволяющую сравнивать характеристики уплотнений с различными формами газодинамических камер для требуемых условий эксплуатации. Не является секретом наличие огромного числа патентов и публикаций, описывающих самые разные камеры. Кроме того, эта задача является исключительно важной еще и потому, что необходим поиск оптимальной формы газодинамической камеры для конкретных условий работы уплотнения. Естественно предположить, что для уплотнений работающих с разными средами (жидкими, газообразными или двухфазными), перепадами давления, температурами, в большом диапазоне различных частот вращения и имеющих разные размеры колец пары трения, рекомендуемые формы газодинамической камеры могут существенно отличаться. Поэтому поставленная задача представляется своевременной и важной.

Краеугольным элементом расчета герметичности торцового бесконтактного уплотнения является определение распределения давления в уплотнительном зазоре. В данной работе за основу была принята методика расчета распределения давления методом конечных объемов. Были приняты обычные ограничения: газ полагается идеальным, процесс – изотермическим. Суть методики состоит в

$i-1, j+1$	$i, j+1$	$i+1, j+1$
$i-1, j$	i, j	$i+1, j$
$i-1, j-1$	$i, j-1$	$i+1, j-1$

Рис. 3. Пример дифференцирования участков сектора

следующем. Вся площадь уплотнительной поверхности разбивается на секторы. Каждый сектор в свою очередь разбивается на девять отдельных частей, обозначаемых по следующей схеме (рис. 3).

Чтобы определить давление в каждой части сектора, записывается уравнение расхода. Таким образом, методика расчета характеристик уплотнения основывается на уравнении, полученном из условия равенства расходов, протекающих через выделенный контрольный объем в радиальном и окружном направлении.

$$\left(-\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \Theta} + \frac{\rho \cdot r \cdot \omega^2 \cdot h}{2}\right)_{i-1/2, j} \cdot \Delta r + \left(-\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \Theta} - \frac{\rho \cdot r \cdot \omega^2 \cdot h}{2}\right)_{i+1/2, j} \cdot \Delta r - \left(\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \cdot r\right)_{i, j-1/2} \cdot \Delta \Theta + \left(\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \cdot r\right)_{i, j+1/2} \cdot \Delta \Theta - \left[\frac{\partial p}{\partial r} \cdot h \cdot r\right]_{i, j} \cdot \Delta r \cdot \Delta \Theta = 0$$

Линеаризация этого уравнения достигается путем введения новой переменной $p^2 = z$. Вводя новую переменную, используя метод переменных направления и приводя подобные слагаемые, получаем следующее уравнение, линейное относительно вновь введенной переменной.

$$z_{i, j} \cdot \left[-\left(\frac{h^3}{24 \cdot \mu \cdot r}\right)_{i-1/2, j} \cdot \frac{\Delta r}{\Delta \Theta} - \left(\frac{h^3}{24 \cdot \mu \cdot r}\right)_{i+1/2, j} \cdot \frac{\Delta r}{\Delta \Theta} - \left(\frac{h^3 \cdot r}{24 \cdot \mu}\right)_{i, j-1/2} \cdot \frac{\Delta \Theta}{\Delta r} - \left(\frac{h^3 \cdot r}{24 \cdot \mu}\right)_{i, j+1/2} \cdot \frac{\Delta \Theta}{\Delta r} + \left(\frac{h_{i-1/2, j}}{p_{i, j}^*} - \frac{h_{i+1/2, j}}{p_{i, j}^*}\right) \cdot \frac{r_{i, j} \cdot \omega^2 \cdot \Delta r}{4} - \frac{(h \cdot r)_{i, j}}{p_{i, j}^* \cdot \Delta r} \cdot \Delta r \cdot \Delta \Theta \right] + z_{i+1, j} \cdot \left[\left(\frac{h^3}{24 \cdot \mu \cdot r}\right)_{i+1/2, j} \cdot \frac{\Delta r}{\Delta \Theta} + \frac{h_{i+1/2, j}}{p_{i+1, j}^*} \cdot \frac{r_{i, j} \cdot \omega^2 \cdot \Delta r}{4} \right] + z_{i-1, j} \cdot \left[\left(\frac{h^3}{24 \cdot \mu \cdot r}\right)_{i-1/2, j} \cdot \frac{\Delta r}{\Delta \Theta} + \frac{h_{i-1/2, j}}{p_{i-1, j}^*} \cdot \frac{r_{i, j} \cdot \omega^2 \cdot \Delta r}{4} \right] + z_{i, j-1} \cdot \left[\left(\frac{h^3 \cdot r}{24 \cdot \mu}\right)_{i, j-1/2} \cdot \frac{\Delta \Theta}{\Delta r} \right] + z_{i, j+1} \cdot \left[\left(\frac{h^3 \cdot r}{24 \cdot \mu}\right)_{i, j+1/2} \cdot \frac{\Delta \Theta}{\Delta r} \right] - \frac{(h \cdot r)_{i, j}}{p_{i, j}^* \cdot \Delta r} \cdot \Delta \Theta \cdot \Delta r = 0$$

Из полученного уравнения давление в

каждой точке сектора может быть найдено следующим образом.

$$P_{i, j}^2 = \frac{(-B_{i, j} \cdot P_{i-1, j}^2 - C_{i, j} \cdot P_{i+1, j}^2 - D_{i, j} \cdot P_{i, j-1}^2 - E_{i, j} \cdot P_{i, j+1}^2)}{A_{i, j}},$$

где коэффициенты $A_{i, j}, B_{i, j}, C_{i, j}, D_{i, j}, E_{i, j}$ являются коэффициентами при переменной z в исходном уравнении.

При помощи разработанного программного обеспечения строится поле распределения давлений в секторе уплотнительного кольца. Далее вычисляется величина нагружающей силы, и далее по общеизвестным зависимостям определяются характеристики торцового бесконтактного уплотнения, к которым относятся: жесткость смазочного слоя, величина изгибающего момента и величина расхода.

В качестве материала для теоретических исследований были взяты результаты эксперимента для уплотнений, имеющих сложную реверсивную форму газодинамических камер, полученных в ООО "САМАРАТРАНС-ГАЗ". Были исследованы четыре уплотнения с уплотнительными кольцами, имеющими различные формы камер, одно из которых представлено на рис. 4. Каждый вариант имел камеры переменной глубины, но значения глубины камер в каждом случае были разными.

Наиболее важными размерами, которые особенно сильно влияют на характеристики ТГДУ, являются внутренний и наружный диаметр кольца, диаметр расположения газодинамических камер, а также их количество и глубина.

На рис. 5 продемонстрирована полученная эпюра распределения давления на секто-

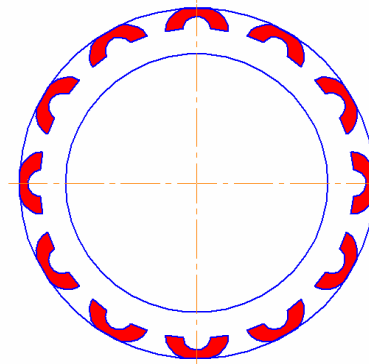


Рис. 4. Форма исследованных газодинамических реверсивных камер

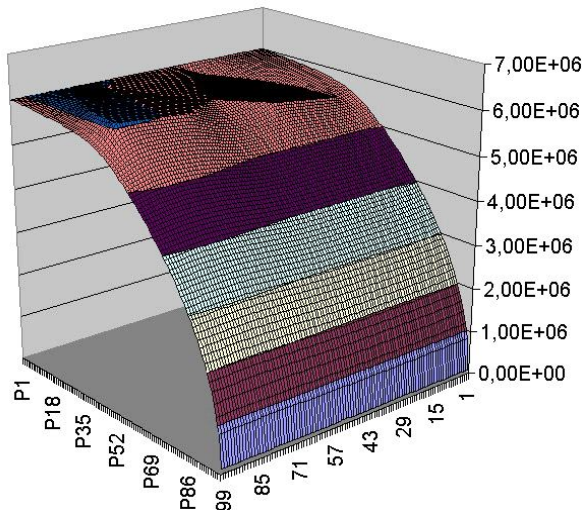


Рис. 5. Эпюра распределения давления, полученная по результатам расчета

ре кольца для уплотнения с плоскопараллельным зазором, полученная при использовании разработанной методики. На приведенной эпюре можно видеть зоны повышенного и пониженного давления, образующиеся при вращении кольца.

По результатам расчета распределения давления при заданной величине уплотнительного зазора можно вычислить величину утечек через уплотнение. Рис. 6 показывает сравнение экспериментального и теоретического результатов. Для величины рабочего перепада давления погрешность между двумя значениями оказалась довольно значительной и составила величину до 70%. Такой значительный уровень погрешности может быть объяснен двумя основными факторами: пренебрежением деформациями уплотнительных поверхностей и неучетом изменения величины зазора вследствие изменения действующих нагрузок (при расчете величина зазора полагалась постоянной).

Деформации уплотнительных колец являются очень важной особенностью работы торцового бесконтактного уплотнения и их учет является очень важным. Изменение величины зазора, а также его формы вследствие деформаций приводит к значительному изменению характеристик уплотнения и прежде всего герметичности. При действующих больших перепадах давления (до 7 МПа) и значительном тепловыделении (мощность трения может достигать величины 300 и более Вт) влияние деформаций оказывается очень существенным.

Алгоритм учета деформаций при расчете характеристик торцового бесконтактного уплотнения бы опубликован авторами в предыдущих работах. Для определения величины деформаций применялся программный комплекс ANSYS, основанный на методе конечных элементов. Полученный массив давлений, действующий на сектор уплотнительного кольца, прикладывается к созданной конечноэлементной трехмерной модели.

После этого определяются величины деформаций поверхности (причем деформации определяются от совокупности действующих температурных и силовых нагрузок). Полученные деформации поверхности в узлах модели представляют собой величины изменения зазора, которые переносятся в разработанную программу, вычисляющую газодинамические характеристики уплотнения. Данный расчет имеет итерационный характер, поскольку измененной форме зазора будет соответствовать иное распределение давления. Имеющийся опыт проектирования уплотнений рассматриваемого типа свидетельствует, что для достижения сходимости необходимо выполнить 6-7 циклов расчета. Сравнение результатов расчета герметичности уплотнения с учетом и без учета деформаций показано на рис. 6.

Анализируя полученную зависимость можно сделать вывод, что учет деформаций позволил снизить величину погрешности с 70% до 45% для значения давления 7 МПа. Полученный уровень погрешности все равно остается значительным. Это связано с тем, что при расчетах не был учтен ряд эксплуатационных параметров (усадка уплотнительных колец от перепада давления; разогрев

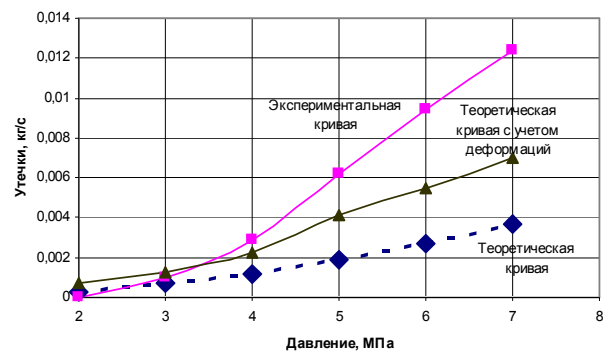


Рис. 6. Сравнение расходных характеристик уплотнения с учетом и без учета деформаций уплотнительного кольца

газа в зазоре, что приводит к повышению мощности трения и температурным деформациям и т.п.).

При дальнейшей доводке программы были учтены эксплуатационные факторы, что позволило достигнуть более точные результаты.

Исследование характеристик уплотнения является одновременно важной и в тоже время практически не исследованной задачей. Совершенно очевидно, что деформации стенок опоры влияют на работу уплотнения. Конкретный пример будет рассмотрен ниже. Справедливо также и то, что уплотнение влияет не только на опору, но и на системы наддува, суфлирования двигателя. Так как их характеристики должны выбираться в том числе, исходя из обеспечения работоспособности уплотнения. В тоже время во всех опубликованных работах уплотнительный узел рассматривается как модуль, без связи с узлом опоры, для которой он предназначен. Для исследования важности этой проблемы была проанализирована работа ТКУ в составе средней опоры двигателя НК-144.

На этом двигателе, устанавливаемом на самолете Ту-144, во время эксплуатации возникал дефект – повышение давления в опоре до 1 атм., при допустимом 0,5 атм. Экспериментальный график изменения давления показан на рис. 7. Повышение давления возникало в момент сброса газа при переходе со сверхзвукового полета на дозвуковой.

При поиске причины дефекта производились различные испытания. Для их верификации было рассчитано тепловое состоя-

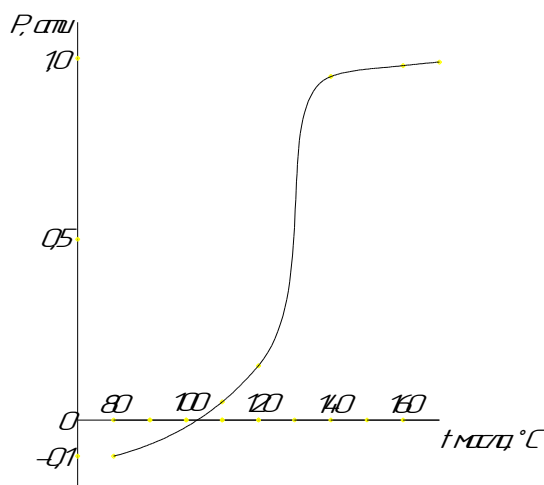


Рис. 7. Изменение давления в средней опоре двигателя НК-144

ние опоры при условии перехода с режима сверхзвукового полета на дозвуковой (нестационарный расчет) и для подтверждения правильности расчетной модели результаты расчета сравнивались с экспериментальными данными.

При выполнении расчетных исследований были приняты определенные ограничения и допущения:

- опора представляет собой неразъемную цельнометаллическую конструкцию;
- температура среды в опоре одинакова во всех точках;
- тепловые потоки через трактовую поверхность и боковые стенки не зависят друг от друга;
- закрепление модели выполнялось за внешний обод первого контура;
- температура стенки трактовой поверхности принималась равной температуре омывающего воздуха.

Основная задача состояла в расчете коэффициентов теплоотдачи. Конвективным теплообменом или теплоотдачей называется процесс переноса теплоты между поверхностью твердого тела и жидкой средой. При этом перенос теплоты осуществляется одновременным действием теплопроводности и конвекции. Тепло в опору поступает через стенки опоры, трактовую поверхность и через вал. Теплообмен на боковых стенках протекает путем теплопередачи от воздуха, приведенного во вращение дисками компрессора (слева и справа), к маслу, попадающему на стенки опоры со стороны масляной полости. Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке определяется по формуле: $\alpha = Nu \frac{\lambda_i}{d_i}$. Самым сложным было определить коэффициенты Нуссельта. Они были определены по эмпирическим формулам, полученным при испытаниях на ОАО "СНТК им. Н.Д. Кузнецова". После расчетов коэффициентов была составлена схема поступления тепла в пору от различных источников с простановкой в процентах количества внесенного тепла (рис. 8).

После прочностного расчета производился тепловой расчет для определения распределения температур. В качестве результатов рассматривались перемещения левой и правой частей межвального ТКУ и расстояние между ними, т. к. его состояние влияет

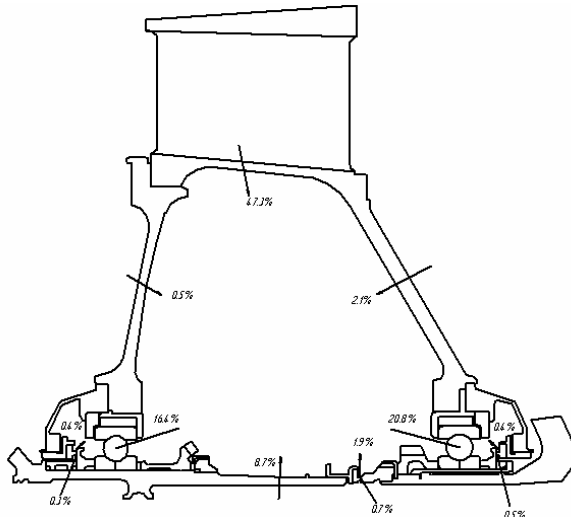


Рис. 8. Тепловые потоки в средней опоре двигателя НК-144

на работоспособность опоры и двигателя в целом. Результаты расчета деформаций опоры вместе с узлом уплотнения показаны на рис.9.

Кроме того, был произведен анализ влияния на деформации температуры масла в опоре, влияния материала опоры и времени перехода с режима на режим. Было получено хорошее совпадение результатов расчета и экспериментальных данных. Данные исследований показали, что дефект мог возникать из-за заедания втулки на штифтах вследствие деформаций в процессе работы. Отсюда можно сформулировать конструктивные спосо-

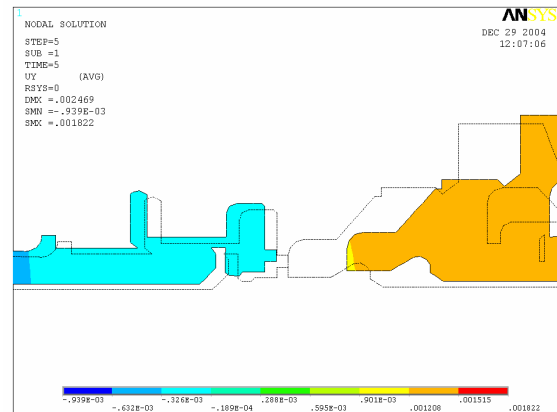


Рис. 9. Деформации деталей опоры в месте межвального уплотнения

бы уменьшения деформаций деталей опоры при ее проектировании.

В статье были проанализированы только некоторые из возможных направлений совершенствования метода проектирования ТГДУ. Сжатый объем статьи не позволяет остановиться на других проблемах более развернуто, что, конечно, не означает того, что они являются менее важными. С увеличением числа внедрения ТГДУ становится очевидной необходимость создания обобщенного метода проектирования таких уплотнений, как элемента не только отдельного узла (опоры) или системы, но двигателя в целом.

IMPROVMENT DESIGN DIRECTIONS OF FACE GAS DYNAMIC SEALS

© 2008 S.V. Falaleev, A.S. Vinogradov, P.V. Bondarchuk

Samara State Aerospace University

In given article the following directions are considered. There are a research of seal work with the existence of oil in a sealing gap, a seal designing with the various form of dynamic grooves and the account of the seal characteristics as an element of an engine support.