

УДК 621.452.3

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТОРЦОВЫХ ИМПУЛЬСНЫХ УПЛОТНЕНИЙ СО СТРУКТУРАМИ ОБРАТНОГО НАГНЕТАНИЯ

© 2015 А. С. Виноградов¹, Р. Р. Бадыков¹, Д. В. Анохин²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

²Открытое акционерное общество «Кузнецов»

В статье рассматриваются характеристики торцовых импульсных уплотнений, анализируется их рабочий процесс и оцениваются параметры работоспособности уплотнения. Приводится опыт исследования уплотнений ведущими предприятиями и институтами. Проведены экспериментальные исследования на воде с измерением утечек и момента трения при различных перепадах давления рабочей среды, частотах вращения ротора и усилиях пружин. Также проведены расчётные исследования для случая, когда в качестве рабочей среды уплотнения рассматривался воздух. Было произведено сравнение зависимостей момента трения от частоты вращения ротора для уплотнений с различным взаимным расположением структур обратного нагнетания (на одном кольце, на разных кольцах) на основе экспериментальных данных Штуттгартского университета. Проанализировано изменение величины давления в структуре обратного нагнетания для случаев: удалённых структур, совпадения структур, близкого расположения структур. Для оценки надёжности импульсного уплотнения проведена серия испытаний, в результате которых получены экспериментальные зависимости момента трения при различных частотах вращения, перепадах давления и усилиях пружин. Установлено, что оптимальное значение усилия пружин является необходимым условием, обеспечивающим требуемые характеристики уплотнения.

Импульсное уплотнение, пара трения, структура обратного нагнетания, момент трения.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-365-374

Введение

Одним из главных параметров, определяющих совершенство авиационного двигателя или другой энергетической установки, является величина КПД, которая, в свою очередь, в значительной степени определяется совершенством конструкций применяемых уплотнений. С другой стороны, торцовое уплотнение должно обладать значительной величиной ресурса.

Этим противоречивым требованиям удовлетворяют уплотнения, сочетающие газостатические и газодинамические эффекты, которые создаются с помощью специально профилированных камер на торцовой поверхности уплотнительного кольца. Такими камерами могут быть камеры Рэлея, спиральные канавки, микроклинья и т.д. В книге [1] В.А. Марцинковским описано высокоэффективное торцовое уплотнение с импульсным уравновешиванием. В обычных гидростатических уплотнениях для увеличения жёсткости приходится делать капиллярные внутренние дроссели, характеристики которых не обладают требуемой стабильно-

стью из-за эрозионного изнашивания или засорения. Изменение характеристик дросселей в процессе эксплуатации может привести к потере уплотнением статической или динамической устойчивости, особенно в условиях, когда уплотняемое давление изменяется в широком диапазоне. При работе в установившемся режиме в малых зазорах вторичных уплотнений происходит залипание, затрудняющее осевые перемещения подвижного элемента и снижающее его чувствительность к регулирующему воздействию. Наконец, характеристики гидростатических уплотнений не зависят от частоты вращения ротора, что ухудшает температурный режим на повышенных частотах и требует дополнительных стояночных уплотнений, чтобы исключить утечки во временно остановленных машинах.

Некоторые из перечисленных недостатков устранены в уплотнениях, использующих динамический эффект (например, уплотнения со спиральными канавками). Такие уплотнения обладают большей жёсткостью, зависящей от частоты вращения ротора. Однако профилирование торцо-

вых поверхностей таких уплотнений является сложной операцией [1], трудоёмкость которой возрастает от того, что уплотняющие пары нужно изготавливать из твёрдосплавных материалов, трудно поддающихся обработке.

Компромиссным вариантом, сочетающим преимущества обоих рассмот-

ренных типов уплотнений, являются импульсные уплотнения, в которых увеличение жёсткости достигается за счёт дискретных импульсов давления, создаваемых в момент сообщения питающих камер 1 со структурами обратного нагнетания 2 (рис. 1).

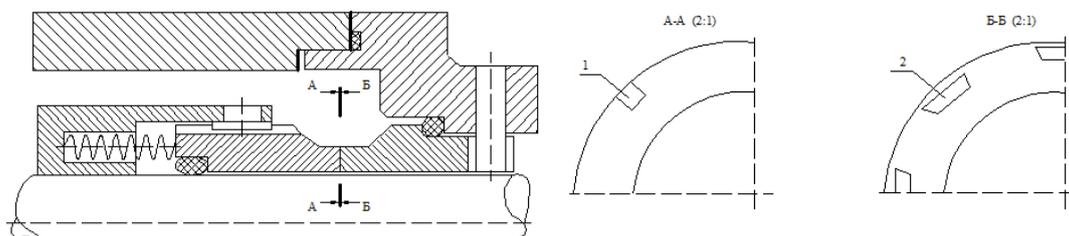


Рис. 1. Схема исследуемого уплотнения

Саморегулирование торцового зазора обусловлено в данном случае зависимостью величины импульсов от величины зазора и частоты вращения ротора.

1. Рабочий процесс импульсного уплотнения

На рис. 1 подводящие структуры 1 соединяются с полостью высокого давления и при вращении в моменты сообщения их с замкнутыми структурами 2. В последних давление временно возрастает, превышая давление в уплотняемой полости. Газ (или жидкость), попадающий в зазор, под действием образовавшегося перепада давления возвращается обратно. Таким образом, при работе в зазоре образуется плёнка рабочего тела, обладающая достаточной жёсткостью, чтобы предотвратить поверхности от контакта. Осреднённое давление в возвращающей структуре тем больше, чем меньше торцовый зазор и чем больше частота вращения ротора. Увеличение зазора приводит к уменьшению осреднённого давления в структурах и нарушению баланса сил, действующих на уплотнительное кольцо. В результате этого торцовый зазор уменьшается и осреднённое давление возрастает до тех пор, пока не восстановится равновесие действующих сил. Когда ротор не вращается, давление сохраняется лишь в тех структурах, которые совпали с подводящими каналами; раскрывающее

усилие в этом случае мало и уплотнение закрывается, выполняя тем самым функции стояночного уплотнения.

2. Анализ опыта исследования и применения импульсных уплотнений

Импульсные уплотнения рассматриваются в качестве одного из перспективных типов уплотнений. В работе [2] описывается опыт разработки импульсного уплотнения для турбонасосного агрегата (ТНА) жидкостного ракетного двигателя (ЖРД) специалистами Научно-производственного объединения (НПО) «ЭНЕРГОМАШ» (г. Химки). В качестве штатного уплотнения вала между газовой турбиной и насосом окислителя применяется стояночное торцовое уплотнение. В процессе разгона ротора ТНА происходит повышение перепада давления на уплотнении, торцовая пара раскрывается. При этом торцовый зазор на номинальном режиме работы турбонасоса составляет величину 2...3 мм, а утечка криогенного окислителя из полости насоса в турбину достигает 9...10 л/с. С ростом величины утечки снижается расход генераторного газа и КПД турбины. Уменьшение величины утечки через уплотнение позволит повысить надёжность всего ТНА. Для этого было предложено импульсное уплотнение. Схема уплотнения показана на рис. 2.

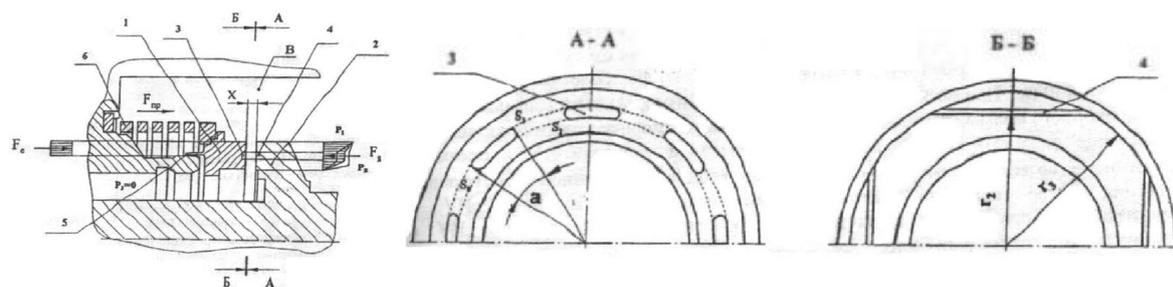


Рис. 2. Схема импульсного уплотнения ТНА ЖРД разработки НПО «ЭНЕРГОМАШ»

Основными элементами уплотнения являются невращающееся аксиально-подвижное кольцо 1 и вращающееся вместе с валом опорное кольцо 2. На рабочем пояске кольца 1 выполнены замкнутые камеры 3, а на торце вращающегося кольца 2 – подводящие каналы 4, открытые в сторону уплотняемой полости В. В качестве вторичного уплотнения для герметизации криогенной рабочей среды применён металлический элемент 5, выполненный зацело с аксиально-подвижным кольцом 1. Такая конструкция уплотнительного кольца 1 в сочетании с прорезной пружиной 6 позволила сократить количество деталей до минимума.

Проведённый комплекс исследований подтвердил работоспособность такого типа уплотнений при частоте вращения $n = 8400 \dots 27000$ об/мин и перепаде давления $p = 0,8 \dots 12,2$ МПа. Утечка жидкого кислорода при диаметре вала 65 мм, $n = 27000$ об/мин, $p = 4,0$ МПа составила величину менее 100 г/с.

Исследованиями импульсных уплотнений занимаются также специалисты Балтийского государственного технического университета (г. Санкт-Петербург). Схема уплотнения для ТНА ЖРД, описанного в работах [3, 4], приведена на рис. 3.

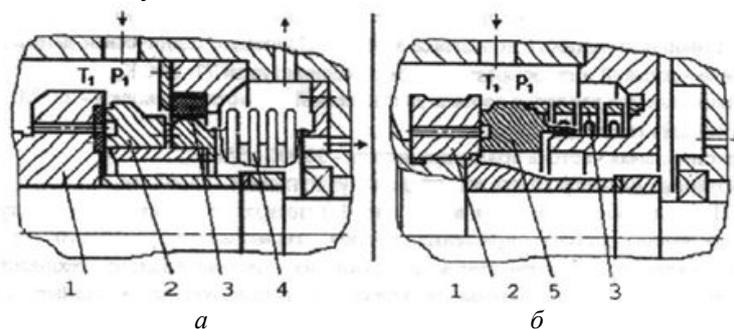


Рис. 3. Схема уплотнения ТНА ЖРД с использованием сальфона (а) и манжеты (б)

Узел уплотнения состоит из вращающегося кольца 1, установленного на упругой втулке 4, и неподвижного кольца 2 с упругим элементом 3. Объектами исследования были два варианта конструкции уплотнения, которые отличались исполнением вторичного уплотнения. Первой исследовалась конструкция с сальфоном 3 (рис. 3, а), в которой за счёт изменения давления в полости над сальфоном происходит изменение баланса сил, что позволило регулировать в допустимом диапазоне изменение торцевого зазора уплотнения. Во втором варианте конструкции в качестве вторичного уплотнения использовалась металлическая

манжета, выполненная как одно целое с вращающимся кольцом (рис. 3, б). Исследование работоспособности проводилось для жидкого и газообразного азота при $p = 2,0$ МПа, $n = 30000$ об/мин, наружном диаметре уплотнительных колец 35...65 мм, глубине камер 0,7 мм. Величина утечек составила величину 2...4 г/с [5].

Анализ литературы [6 - 8] показывает, что интенсивные исследования работоспособности импульсных уплотнений различного назначения проводятся и за рубежом.

Периодические изменения давления в импульсных уплотнениях могут повлечь за собой волновые процессы в системе,

что может влиять на устойчивость работы всего уплотнения в целом. Так как рабочий зазор составлял значительную величину, то недостатком такого уплотнения являются высокие утечки рабочей среды. В последние годы в Штутгартском университете было создано малорасходное торцовое уплотнение со структурами обратного нагнетания глубиной несколько микрометров [8]. В данном уплотнении замкнутые камеры определённой формы, обеспечивающие обратное нагнетание утечек в уплотняемую полость, и подводящие каналы выполняются на одном кольце. В процессе сотрудничества учёных Штутгартского университета и Самарского государственного аэрокосмического университета возникла идея объединить преимущества этих двух типов уплотнений и оценить работоспособность нового уплотнения при работе на жидкости и газе. Схема функционирования уплотнения описана ниже. Были проведены экспериментальные исследования на воде с измерением утечек и момента трения при различных перепадах давления рабочей среды, частоты вращения ротора и усилий пружин. Кроме того, были проведены расчётные исследования для случая, когда в качестве рабочей среды уплотнения рассматривался воздух.

Экспериментальные данные, позволяющие сравнить уплотнения, в которых подводящие структуры и структуры обратного нагнетания расположены либо на одном кольце, либо на разных кольцах, приведены на рис. 4.

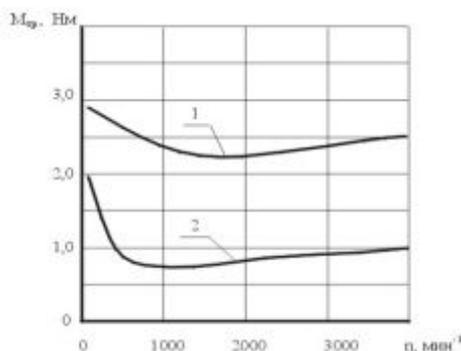


Рис. 4. Зависимость момента трения от частоты вращения ротора для уплотнений с различным взаимным расположением структур: 1 – структуры расположены на одном кольце; 2 – структуры расположены на разных кольцах

В первом случае момент трения в несколько раз превышает величину момента для второго случая во всём исследуемом диапазоне частот вращения ротора. Это означает, что пара трения, в которой канавки выполнены только на одном из колец, работает с меньшими величинами зазора, с повышенным тепловыделением и, как следствие, с повышенным уровнем деформаций. Строго говоря, такое уплотнение уже не может рассматриваться как бесконтактное и структуры (как подводящие, так и отводящие) осуществляют подвод смазки в зону трения, но не способны обеспечить создание гарантированного зазора для всех режимов работы. Результаты эксперимента показывают, что хотя уплотнение первого типа более герметично даже в отсутствие вращения, тем не менее, оно значительно уступает второму типу по ресурсу.

3. Расчётное исследование изменения величины давления

В традиционных импульсных уплотнениях [1-4] вследствие значительной глубины камер давление по площади камеры практически не изменяется. В исследуемых же уплотнениях глубина камер сравнима с величиной зазора, поэтому это допущение неприменимо. Для анализа изменения величины давления в структуре обратного нагнетания был проведён ряд расчётов с помощью программного комплекса FLUENT. Схема исследуемого в данной работе уплотнения показана на рис. 1. Распределение давления в зазоре в относительных величинах для случая совпадения структур показано на рис. 5.

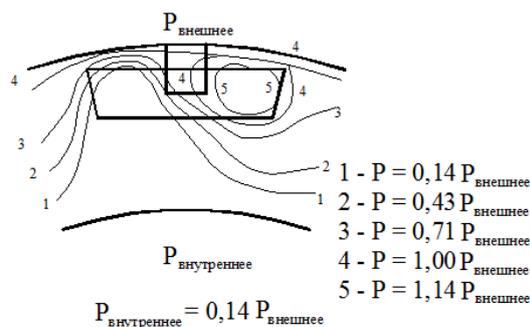


Рис. 5. Распределение давления для случая совпадения структур

Было проведено расчётное исследование влияния взаимного положения канавок на распределение давления по площади щели. Исследование проводилось для двух различных сред: воды и воздуха. Эпюры распределений давления на дуге окружности, проходящей через центр отводящих структур, показаны на рис. 6. Если в качестве рабочего тела рассматривается воздух, давление в отводящих структурах увеличивается только в тот

момент времени, когда оно сообщается с подводящей структурой. И даже в этом случае в центре структуры давление не достигает величины уплотняемого давления (в диапазоне рассматриваемых перепадов давлений от 0.1 до 2.0 МПа).

Результаты расчёта распределения давления методом конечных элементов для случаев, когда в качестве уплотняемой среды рассматриваются воздух или вода, приведены на рис. 7.

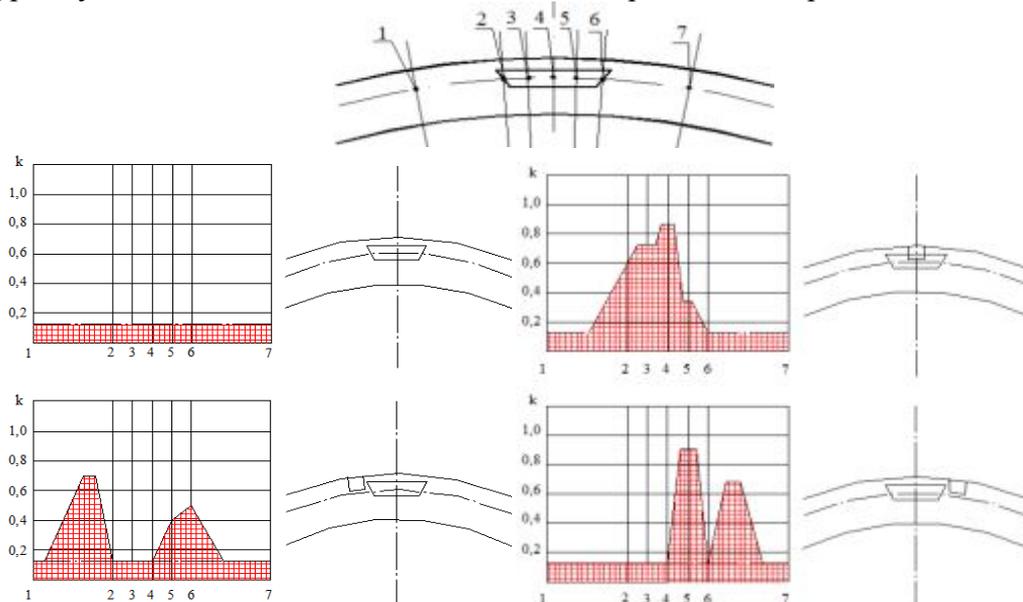


Рис. 6. Схема расположения расчётных точек и эпюры распределения давления в зазоре, определённые для дуги окружности, проходящей через центр отводящих структур (воздух)

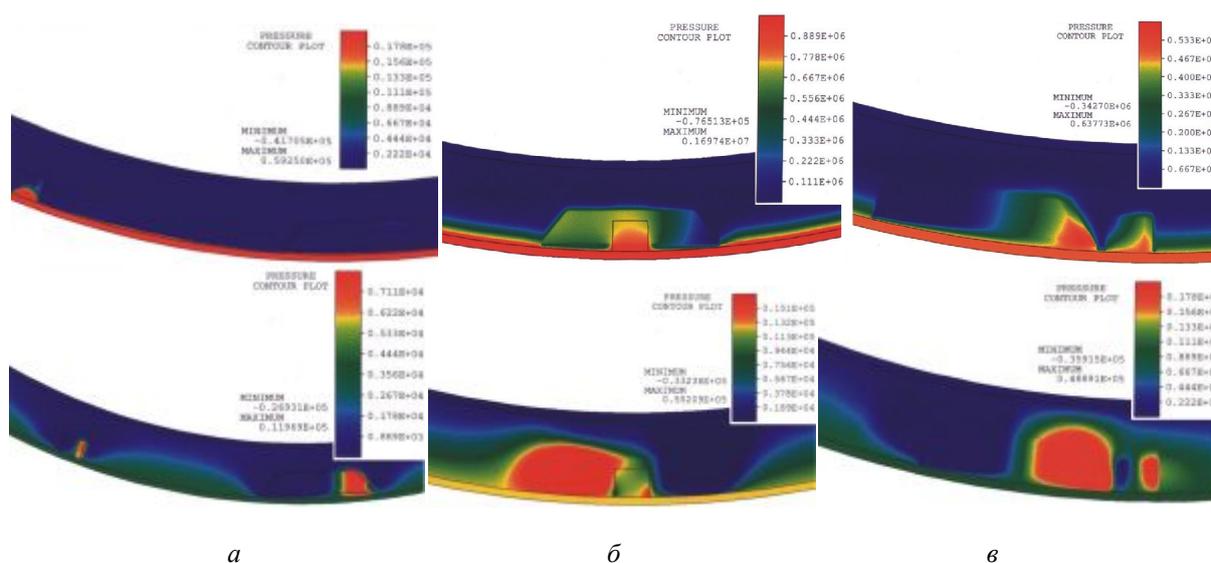


Рис. 7. Распределения давления для воздуха (сверху) и воды (снизу) в случае удалённых структур (а), в случае совпадения структур (б) и для близкого расположения структур (в)

Проведённые расчётные исследования пары трения, использующей в качестве рабочего тела воду, показали, что для исследуемых условий такое уплотнение вполне работоспособно. Даже в случае удалённых канавок средняя величина давления в отводящей структуре на среднем радиусе близка к величине уплотняемого давления. Это означает, что между уплотнительными кольцами существует гарантированный зазор. В случае же совпадения структур отчётливо видны две образовавшиеся зоны повышенного и пониженного давления. Вместе с тем следует отметить, что рассматриваемый тип уплотнения имеет один серьёзный недостаток при работе с жидкими средами: в зонах с пониженным давлением возможно появление кавитации, сопровождающееся нестабильной работой всего уплотнения.

Чтобы избежать подобного явления, следует выбирать геометрию структур таким образом, чтобы свести размеры зон пониженного давления к минимуму, не нарушая при этом заданного ограничения по герметичности.

4. Экспериментальные исследования работоспособности уплотнения

Для оценки надёжности импульсного уплотнения была проведена серия испытаний, в результате которой были получены экспериментальные зависимости момента трения при различных частотах вращения, перепадах давления и усилиях пружин. Величина уплотнительного зазора оценивалась косвенно, по величине момента трения. Установлено, что минимальный зазор сохраняется при всех рабочих значениях частот вращения (работа осуществляется без контакта). С увеличением усилия пружин происходит снижение величины зазора. Таким образом, анализируя полученные зависимости, можно выбрать то необходимое усилие, которое бы обеспечивало требуемую герметичность и устойчивость работы уплотнения. Не менее важной характеристикой является величина несущей способности, т.е. усилия, раскрывающего стык (рис. 8).

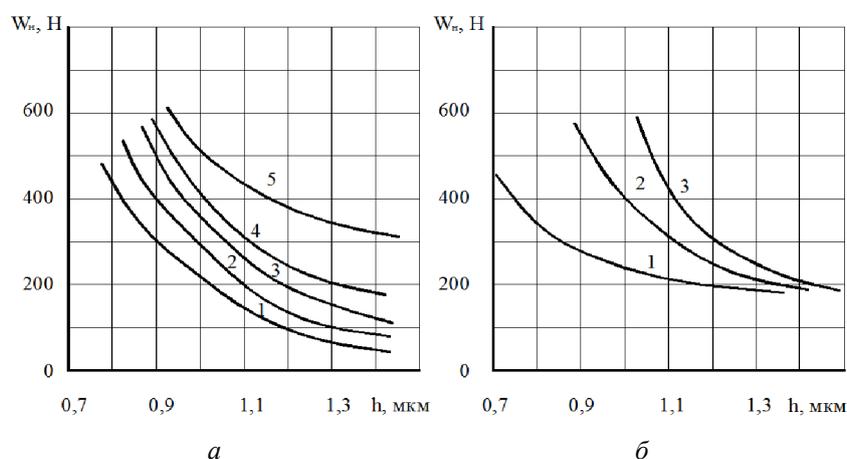


Рис. 8. Зависимость несущей способности от величины уплотняющего зазора при постоянной частоте вращения и переменных перепадах давления (а) и при постоянном перепаде давления и разных частотах вращения (б)

Зависимость несущей способности от величины уплотняющего зазора показана при постоянной частоте вращения 3000 об/мин и переменных перепадах давления (1–1,0 МПа, 2–0,5 МПа, 3–0,3 МПа, 4–0,2 МПа, 5–0,1 МПа) (рис. 8, а) и при постоянном перепаде давления 0,5 МПа и разных частотах вращения (1–2000 об/мин, 2–3000 об/мин, 3–4000 об/мин) (рис. 8, б). При этом сумма действующих внешних сил (сил давления и усилия пружин)

равна несущей способности смазочного слоя.

Проводилось экспериментальное исследование влияния количества подводящих структур на герметичность уплотнения (рис. 9). Здесь сравнивались две пары трения при одинаковых геометрических размерах, усилиях пружин ($F_{\text{пр}}=0.2 \text{ Н/мм}^2$) числе отводящих структур ($n=12$), но изготовленных из разных материалов: одна пара трения имела оба кольца, изготов-

ленные из карбида кремния, в другой невращающееся кольцо было выполнено из графита, а вращающееся – из карбида

кремния, и имеющих разное число подводящих структур: в первом случае их число равнялось восьми, а во втором – четырём.

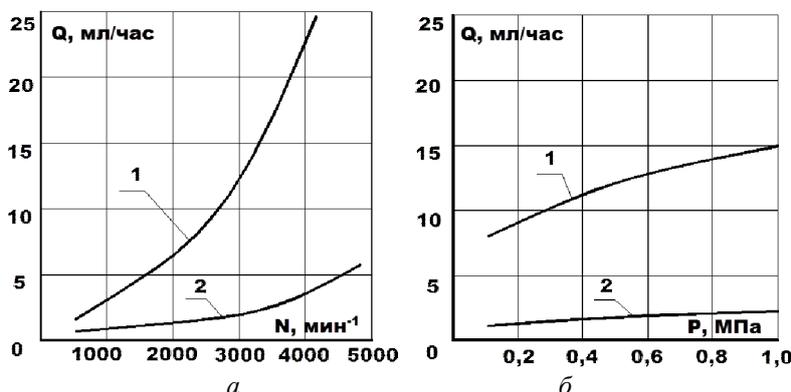


Рис. 9. Сравнение двух пар трения, проведённое для случаев при постоянном уплотняемом давлении $P=0.5$ МПа и разных частотах вращения ротора (а) и при постоянной частоте вращения ротора 4000 мин^{-1} и различном уплотняемом давлении (б)

Несмотря на то, что большее число подводящих структур должно было способствовать большим утечкам вследствие большей величины зазора, расход во втором случае был в несколько раз меньше. Это может быть объяснено только влиянием деформации кольца, имеющего меньшую жёсткость поперечного сечения. Важно учитывать истинную форму зазора при проектировании, без чего все проекторочные расчёты не могут быть признаны правильными.

Как уже отмечалось, в традиционных импульсных уплотнениях глубина структур составляет несколько миллиметров (или доли миллиметра) и поэтому форма этих структур не оказывает влияния на работу уплотнения и ей можно пренебречь. В исследуемых уплотнениях это допущение не действует. Результаты эксперимента, приведённые на рис. 10, в которых исследовались почти идентичные пары трения, убедительно свидетельствуют в пользу выдвинутого утверждения. Разница между парами трения заключалась только в том, что в первом случае отводящие структуры имели постоянную глубину 2 $\mu\text{м}$, а во втором глубина изменялась от 1 до 5 $\mu\text{м}$, постепенно уменьшаясь в направлении к внешнему радиусу.

Во всём исследуемом диапазоне перепадов давления утечки в первом случае были на $30 - 40\%$ больше, чем во втором. Таким образом, при проектировании импульсного торцевого уплотнения следует

уделять внимание выбору формы и размеров как подводящих, так и отводящих структур.

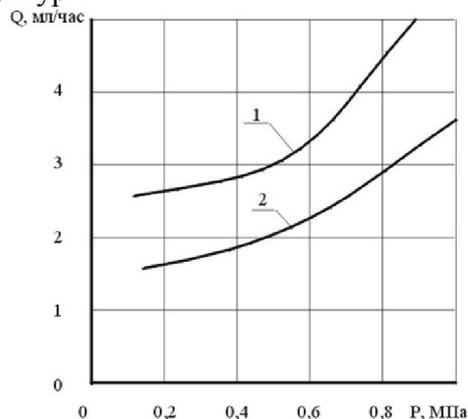


Рис. 10. Сравнение двух пар трения с различной конфигурацией структур обратного нагнетания

На рис. 11 представлено экспериментальное исследование пары трения, имеющей 4 подводящих структуры и 12 отводящих структур. Стационарное кольцо выполнено из графита, а вращающееся – из карбида кремния. Целью исследования являлось определение степени влияния усилия пружин на герметичность уплотнения. Усилие пружин изменялось от $0,2$ до $2,0$ Н/мм^2 . При малом усилии пружин ($F_{\text{пр}}=0,2$ Н/мм^2) уровень утечек значительно превышал значения, соответствующие усилиям пружин, находящимся в диапазоне от $0,5$ до $2,0$ Н/мм^2 . Несущая способность превысила нагружающую силу и уплотнительный зазор имел повышенное нерасчётное значение. Напротив,

в случаях высоких значений усилий пружин ($1,0 - 2,0 \text{ Н/мм}^2$) уплотнение пропускало настолько незначительные утечки,

что можно предположить обратное нарушение баланса и контакт между двумя уплотнительными кольцами.

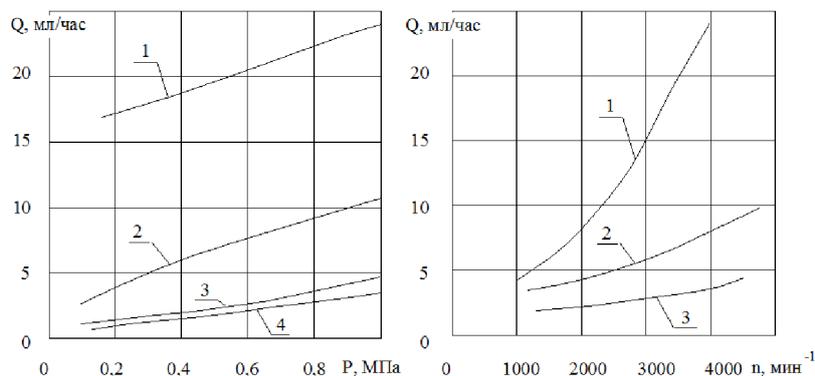


Рис. 11. Результаты испытаний пары трения для различных усилий пружин: 1 – $0,2 \text{ Н/мм}^2$, 2 – $0,5 \text{ Н/мм}^2$, 3 – $1,0 \text{ Н/мм}^2$, 4 – $2,0 \text{ Н/мм}^2$, проведённых при условии постоянной частоты вращения 4000 мин^{-1} , различных перепадах давления (а), постоянном перепаде давления $0,5 \text{ МПа}$ и различных частотах вращения (б)

Установлено, что выбор оптимального значения для усилия пружин является необходимым условием, обеспечивающим требуемые характеристики уплотнения.

В результате проведённой работы было показано, что импульсное торцовое уплотнение со структурами обратного нагнетания в достаточной мере обладает герметичностью, устойчивостью и надёжностью, что делает его перспективным для промышленного применения и дальнейших исследований.

Выводы

1. В результате теоретических и экспериментальных исследований торцовых импульсных уплотнений доказана их работоспособность в жидкой и газообразной средах при величине камер в несколько микрометров. При рассматриваемых перепадах давления от $0,1$ до $2,0 \text{ МПа}$ для уплотнения, работающего на воздухе, расчётным путём была доказана возмож-

ность появления контакта уплотнительных поверхностей, появляющегося вследствие сжимаемости уплотняемой среды. Уплотнения, работающие на воде, при данных расчётных условиях будут работать с гарантированным зазором.

2. Проведённые эксперименты с торцовыми импульсными уплотнениями позволили сформулировать ряд рекомендаций по выбору конструкции уплотнительных колец, в частности, по количеству камер, их расположению и конфигурации. Была обоснована необходимость обязательного учёта деформаций при проектировании уплотнений.

3. В результате экспериментальных исследований было установлено влияние глубины и формы газодинамических структур на герметичность импульсного уплотнения. Величина расхода через уплотнение с постоянной глубиной структуры 2 мкм была на 40% больше величины расхода через уплотнение, имеющее переменную глубину структур.

Библиографический список

1. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.

2. Громыко Б.М., Колпаков А.В., Чернов А.Е. Опыт разработки импульсных

торцовых уплотнений для быстроходных турбонасосов // Труды IX международной научно-технической конференции «Герметичность, вибронадёжность и экологическая безопасность насосного и компрес-

сорного оборудования». Т. 1. Сумы: СумГУ, 1999. С. 151-159.

3. Герасимов А.А., Пономарёв Ю.Н., Иванов Р.Г., Громыко Б.М. Экспериментальные исследования импульсного торцового уплотнения в криогенной среде // Труды IX международной научно-технической конференции «Герметичность, виброндёжность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования». Т. 1. Сумы: СумГУ, 1999. С. 207-212.

4. Герасимов А.А., Пономарёв Ю.Н., Иванов Р.Г., Валюхов С.Г., Наугольнов В.П. Принципы проектирования импульсного торцового уплотнения // Труды IX международной научно-технической конференции «Герметичность, виброндёжность и экологическая безопасность на-

сосного и компрессорного оборудования». Т. 1. Сумы: СумГУ, 1999. С. 213-222.

5. Фалалеев С.В., Виноградов А.С. Создание работоспособных в условиях деформаций торцовых уплотнений // Труды VIII Международной научно-технической конференции «НАСОСЫ-96». Т. 2. Сумы: ИПП «Мрія» ЛТД, 1996. С. 53-60.

6. Mueller H.K., Nau B.S. Fluid sealing technology. New York: Marcel Dekker Inc., 1998. 485 p.

7. Gas lubricated Mechanical Seals. Feodor Burgmann GmbH (Germany), 1997. 75 p.

8. Mueller H.K., Schefzik C., Wallace N., Evans J. Laserfase sealing technology: analysis and application // 15th International conference on Fluid Sealing. 1997. Iss. 26. P. 13-26.

Информация об авторах

Виноградов Александр Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: fdla@ssau.ru. Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция авиационных двигателей, надёжность машин.

Бадыков Ренат Раисович, инженер, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция авиационных двигателей.

Анохин Денис Вячеславович, инженер-конструктор, Открытое акционерное общество «Кузнецов», г. Самара. Область научных интересов: конструкция авиационных двигателей.

RESEARCH OF SERVICEABILITY OF PULSED FACE SEALS WITH PUMPBACK STRUCTURES

© 2015 A. S. Vinogradov¹, R. R. Badykov¹, D. V. Anokhin²

¹Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

²Joint-Stock Company «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation

The article discusses characteristics of pulsed face seals, analyzes their work process, and investigates the parameters of seal working efficiency. The experience of investigating seals by leading companies and institutions is presented. Experimental studies on the measurement of water leaks and the frictional torque at various pressure differentials, rotor speed and spring rates have been conducted. Computational research for the case of air used as the seal working fluid has also been carried out. The dependences of the frictional moment on the rotor speed for seals with different mutual arrangement of pumpback structures have been compared on the basis of the experimental data provided by Stuttgart university. The change of pressure in a pumpback structure is analyzed for the following cases: remote structures, coincidence of structures, proximity of structures. A series of

tests has been carried out to estimate the reliability of a pulsed seal. The test results are used for the investigation of experimental frictional torque dependences at different rotation speeds, pressure differentials and spring rates. It has been established that the optimum value of the spring rate is a prerequisite for ensuring the required sealing characteristics.

Pulsed face seal, friction pair, pumpback structure, frictional torque.

References

1. Martsinkovsky V.A. *Beskontaktnye uplotneniya rotornykh mashin* [Contactless seals of rotary machines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 200 p.
2. Gromyko B.M., Kolpakov A.V., Chernov A.E. Experience in the development of pulse face seals for high-speed turbopumps. *Proceedings of IX International Scientific Conference «Tightness, vibro-reliability and environmental safety of pump and compressor equipment»*. V. 1. Sumy: Sumy State University Publ., 1999. P. 151-159. (In Russ.)
3. Gerasimov A.A., Ponomarev Y.N., Ivanov R.G., Gromyko B.M. Experimental investigations of pulsed mechanical seal in a cryogenic environment. *Proceedings of IX International Scientific Conference «Tightness, vibro-reliability and environmental safety of pump and compressor equipment»*. V. 1. Sumy: Sumy State University Publ., 1999. P. 207-212. (In Russ.)
4. Gerasimov A.A., Ponomarev Y.N., Ivanov R.G., Valyuh S.G., Naugolnykh V.P. The principles of pulse mechanical seal designing. *Proceedings of IX International Scientific Conference «Tightness, vibro-reliability and environmental safety of pump and compressor equipment»*. V. 1. Sumy: Sumy State University Publ., 1999. P. 213-222. (In Russ.)
5. Falaleev S.V., Vinogradov A.S. Creating a reliable gas face seals under deformation. *Proceedings of the VIII International Scientific Conference «PUMP - 96»*. V. 2. Sumy: «Mriya» LTD Publ., 1996. P. 53-60. (In Russ.)
6. Mueller H.K., Nau B.S. Fluid sealing technology. New York: Marcel Dekker Inc., 1998. 485 p.
7. Gas lubricated Mechanical Seals. Feodor Burgmann GmbH (Germany), 1997. 75 p.
8. Mueller H.K., Schefzik C., Wallace N., Evans J. Laserface sealing technology: analysis and application. *15th International conference on Fluid Sealing*. 1997. Iss. 26. P. 13-26.

About the authors

Vinogradov Alexandr Sergeevich, Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: fdla@ssau.ru. Area of Research: face seals, aircraft engine design, reliability of machines.

Badykov Renat Raisovich, engineer, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: renatbadykov@gmail.com. Area of Research: face seals, aircraft engine design.

Anokhin Denis Vjacheslavovich, design engineer, «Kuznetsov» open joint-stock company, Samara, Russian Federation. Area of Research: aircraft engine design.