

УДК 621.454.2:534.131.2

О.П. БАДУН, С.А. ДЕШЕВЫХ, к.т.н. Я.Н. ИВАНОВ

ГП «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», г. Днепропетровск, Украина

ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПЛАВАЮЩИХ КОЛЕЦ В КИСЛОРОДНЫХ НАСОСАХ

Рассмотрены применяемые типы уплотнений по буртам центробежного колеса насоса ТНА ЖРД, перекачивающего жидкий кислород. Выделена имеющаяся основная проблема отработки и конструирования уплотнений в данных насосах, заключающаяся в риске возгорания конструкции из-за возможного трения деталей ротора о детали статора. Предложен возможный путь ее решения, на основании анализа имеющейся статистической информации в КБ «Южное», полученной при специальных испытаниях плавающих колец, отработке ТНА с насосами жидкого кислорода, а также согласно результатам расчета деформации плавающих колец различных двигателей при моделировании их работы в составе насоса.

Ключевые слова: ЖРД, ТНА, насос, уплотнение, плавающие кольца, гидравлические силы, возгорание.

Введение

Надежность функционирования насоса в существенной степени зависит от совершенства уплотнительных устройств полостей с рабочими средами, имеющими различные физико-химические свойства. Уплотнения выполняют разнообразные функции: герметизируют различные полости насоса или уменьшают перетечки рабочей жидкости для повышения к.п.д. насоса.

В данной статье речь будет идти об уплотнениях по буртам центробежного колеса ТНА ЖРД (рис. 1). Для уменьшения перетекания жидкости с выхода центробежного колеса на вход на дисках колеса выполняют бурты, на которые устанавливаются контактные или бесконтактные уплотнения.

Контактные уплотнения выполняются из мягких материалов, обладающих хорошими антифрикционными свойствами (графит, тефлон). Они уменьшают утечки из полости повышенного давления практически до нуля. Их недостаток – трудность подбора материала при использовании агрессивных компонентов или жидкого кислорода. Как правило, такое уплотнение выполняется по торцевой поверхности.

Бесконтактные уплотнения представляют собой различного типа щели (гладкие или лабиринтные), расположенные на буртах колеса.

Наиболее распространенное уплотнение по буртам колеса в насосах современных ЖРД – плавающие кольца (рис. 2).

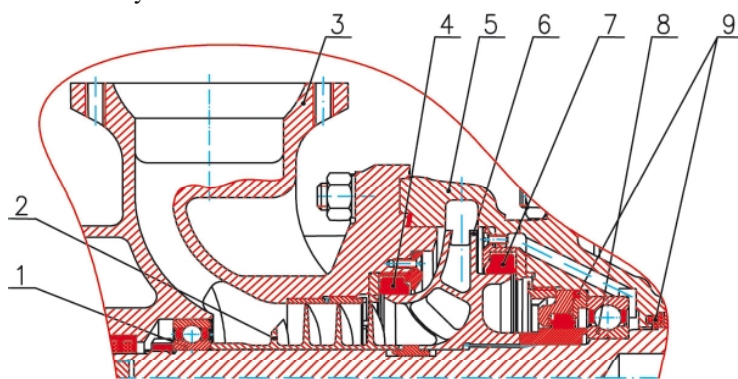


Рис. 1. Насос окислителя ЖРД РД-8:

1, 8 – подшипник; 2 – шнек; 3 – входной патрубок; 4 – переднее щелевое уплотнение; 5 – корпус; 6 – центробежное колесо; 7 – заднее щелевое уплотнение; 9 – уплотнение по валу полости гидрозатвора

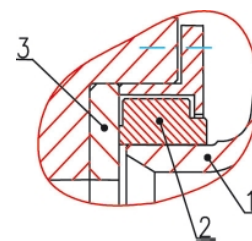


Рис. 2. Плавающее кольцо на бурту центробежного колеса:

1 – бурт, 2 – плавающее кольцо, 3 – опорное кольцо

При не вращающемся колесе кольцо свободно лежит на бурте. Под действием гидростатических сил, возникающих при вращении колеса, кольцо всплывает, и перепадом давлений прижимается торцом к корпусу. При этом между буртом и кольцом устанавливается равномерный щелевой зазор. Для предотвращения износа поверхностей щели величина радиального зазора должна быть больше радиального биения бурта колеса.

Особенность использования такой конструкции уплотнения в кислородном насосе заключается в риске возгорания от разогрева при трении поверхностей кольца о бурт колеса. Возможность возгорания конструкции объясняется тем, что жидкий кислород при высоком давлении имеет низкую величину температуры воспламенения. Плавающее кольцо в насосе ЖРД испытывает большие нагрузки, связанные с температурными и механическими деформациями. Вследствие этого усилия взаимодействия между плавающим кольцом и буртом центробежного колеса могут увеличиться настолько, что возникнет трение между деталями с разогревом до высокой температуры.

Практика отработки кислородных насосов показала, что величина выделяющегося тепла достаточна для того чтобы поджечь плавающее кольцо и привести к аварии.

Целью статьи является анализ имеющихся конструкций плавающих колец и статистических данных, полученных при отработке кислородных насосов для определения особенностей проектирования и расчета колец, работающих в среде жидкого кислорода.

Постановка вопроса

Конструкция уплотнений центробежных колес с помощью плавающих колец не нова и давно применяется в насосах ТНА ЖРД. При этом в процессе работы такой конструкции плавающее кольцо неизбежно касается и трется о бурт центробежного колеса. К тому же до запуска двигателя кольцо лежит на бурте центробежного колеса, а с началом вращения «всплывает».

Конструкция насоса с плавающими кольцами успешно применяется во многих кислородных насосах ТНА двигателей, например РД-8, РД120 и др. Надежность их подтверждена сотнями успешных испытаний при их отработке и эксплуатации.

Вместе с тем, существующий опыт отработки кислородных двигателей показал, что обеспечение надежной работоспособности плавающих колец в кислородной среде является весьма серьезной проблемой, а положительные результаты работы уплотнения достигаются в

процессе большого объема экспериментальной отработки.

Во время отработки кислородного насоса двигателя РД-8 имели место случаи аварийного завершения испытаний по причине возгорания.

По результатам анализа параметров аварийных испытаний и дефектации материальной части сохранившихся деталей насосов было установлено, что во всех случаях возгорание происходило от сильного трения и разогрева металла на внутренней цилиндрической поверхности плавающих колец о бурт центробежного колеса.

При автономных испытаниях насосов, которые из соображения безопасности и удешевления проводят на воде, дефектов на плавающих кольцах замечено не было.

При проектировании данного насоса учитывался имеющийся опыт других КБ по разработке подобных насосов в части применяемых материалов и величины радиальных зазоров в щелевых уплотнениях. В конструкции насоса не применялись уплотнения, имеющие поверхность постоянного трения скольжения, способные привести к их разогреву. Плавающие кольца изготавливались из бронзы, а центробежное колесо из сплава с высоким содержанием никеля.

Величина диаметральных зазоров в щелевых уплотнениях в конструкторской документации ТНА РД-8 была принята в пределах $2\delta = 0,15...0,20$ мм, что соответствует насосам аналогам.

Исходя из этого, появился вопрос, почему же в насосах аналогах проблемы возгорания насосов из-за плавающих колец нет, а в ТНА РД-8 она появилась?

Модель взаимодействия плавающего кольца и центробежного колеса

При большой мощности трения и низкой теплопроводности трущихся деталей в зоне контакта возможен локальный нагрев трущихся поверхностей до температуры их воспламенения.

Мощность трения определяется по формуле:

$$N_{\text{тр}} = f_{\text{T}} \cdot F_{\text{K}} \cdot V \quad (1)$$

где: f_{T} - коэффициент трения;

F_{K} - прижимающая сила;

V - скорость скольжения.

Как видно из формулы 1, при применении одних и тех же материалов на величину мощности трения влияют прижимающая сила и скорость скольжения.

Однако скорость скольжения имеет значение только в случае трения поверхностей. Окруж-

ная скорость вращения поверхности бурта в щелевом уплотнении в насосе окислителя ТНА двигателя РД120, где не было случаев возгорания, составляет $V \approx 200$ м/с, а в двигателе РД-8 – $V \approx 112$ м/с.

Поэтому главной задачей является поиск причин появления прижимающей силы между трущимися деталями и методов снижения ее величины.

Трение поверхностей вращающегося ротора о неподвижные поверхности статора, мощность которого может достигать больших значений из-за увеличения прижимающей силы, может происходить при увеличении радиального биения ротора больше величины радиального зазора, а также при местном перекосе осей ротора и статора в зоне щелевых уплотнений, при котором радиальный зазор исчезает.

Причины, как радиального биения ротора, так и перекоса осей ротора и статора могут быть различны. Среди них температурные и силовые деформации, жесткость конструкции, податливость опор, несбалансированность ротора, влияние других элементов двигателя на ТНА и т.д.

Для выяснения состоятельности каждой причины проводились проверочные расчеты и конструктивные изменения (см. следующий раздел).

Рассматривались и другие возможные причины появления большой радиальной прижимающей силы на плавающем кольце. При этом обратили внимание на причину увеличения радиальной силы в плунжерной паре золотника гидравлических агрегатов [1]. На плунжер золотника действуют неуравновешенные радиальные (боковые) усилия, вызванные несимметричным распределением давления жидкости в рабочем зазоре, которые прижимают плунжер к втулке и приводят к гидравлическому защемлению. Любое нарушение цилиндричности поверхностей втулки и плунжера при эксцентричном положении или перекосе осей вызовет появление неуравновешенных радиальных сил, стремящихся сместить плунжер к той или иной стороне поверхности втулки. Градиент давления жидкости при этом будет различным в диаметрально противоположных сторонах по длине плунжера.

При приходе плунжера в контакт с втулкой, боковая сила будет максимальной.

Однако, течение в щели и относительные геометрические размеры в плунжерной паре и в щелевом уплотнении с плавающим кольцом значительно отличаются. Отношение длины щели к его диаметру в плавающем кольце в 100 раз меньше, чем в плунжерной паре, а внутренняя цилиндрическая поверхность вращения. Поэтому было не известно, может ли появляться неуравновешенная радиальная сила

на плавающих кольцах, применяемых в ТНА, из-за несимметричного распределения давления в рабочем зазоре при перекосах и до какой величины она может увеличиваться.

Для выявления возможности появления и определения величины прижимающей радиальной силы на плавающем кольце были проведены специальные экспериментальные исследования с перекосом плавающих колец.

Результаты испытаний насосов с перекосом плавающих колец

Испытания проводились с использованием материальной части насоса окислителя ТНА двигателя РД-8 при номинальной частоте вращения $n = 29000$ об/мин. При этом окружная скорость вращения цилиндрической поверхности бурта колеса составляла $u_1 = 112$ м/сек и $u_2 = 140$ м/сек соответственно переднего и заднего уплотнений, а перепад давления $\Delta P_{щ1} = 120$ кгс/см² и $\Delta P_{щ2} = 110$ кгс/см².

Для получения перекосов были расточены опорные кольца плавающих колец под углом таким образом, чтобы на них образовались торцовые биения ΔX_1 на наружном диаметре торца d_n величиной: 0,4; 0,6; 0,8; 1; 1,5 мм. Это привело к соответствующему увеличению угла перекоса ϕ .

Схема расположения плавающего кольца и распределение сил при его перекосе относительно бурта колеса приведена на рис. 3.

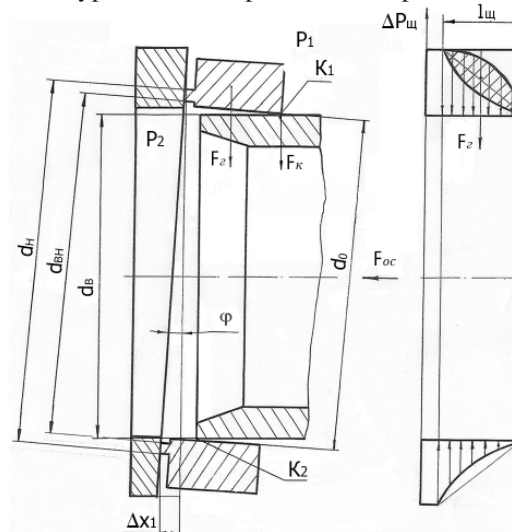


Рис. 3. Схема распределения сил при перекосе плавающего кольца

d_n - $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметры уплотняющего торца плавающего кольца, d_b – диаметр вала, d_0 – внутренний диаметр плавающего кольца, $l_{щ}$ – длина щели, ΔX_1 – торцевое биение на диаметре d_n , K_1 - K_2 – точки контакта плавающего кольца при перекосе, ϕ – угол перекоса, P_1 - P_2 – давление на входе и на выходе из щели, $\Delta P_{щ}$ – перепад давлений на щели, F_z – гидростатическая радиальная сила, F_k – прижимающая сила, f_{T1} – f_{T1} – коэффициенты трения плавающего кольца

Плавающие кольца изготавливались с различной величиной диаметров контактного торца, определяющих величину осевой силы на кольце.

Основным критерием оценки наличия радиальной прижимающей силы является факт появления характерных следов трения на плавающем кольце и на бурту колеса. Плавающие кольца перед каждым испытанием устанавливались новые. Цилиндрические хромированные поверхности буртов колеса зачищались до исходной чистоты при сборке каждого насоса перед очередным испытанием.

На рис.4 и 5 представлены изображения следов натиров и износа на развертке внутренней цилиндрической поверхности плавающих колец переднего и заднего уплотнений, полученные на испытаниях, при различной силе осевого прижатия F_{OC} плавающего кольца к уплотняющей поверхности.

Было выявлено, что при перекосах с биением торца 0,4-0,6 мм на переднем плавающем кольце и 0,6 мм на заднем, появляются четкие следы натиров медно-красного цвета с почернением. Следы натиров на поверхностях колец

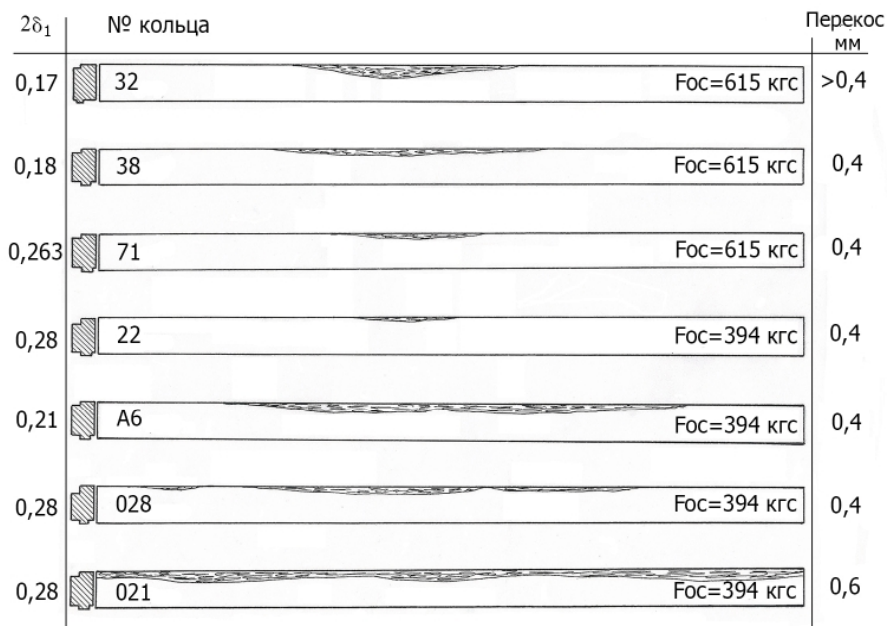


Рис. 4. Развертка переднего плавающего кольца со следами износа

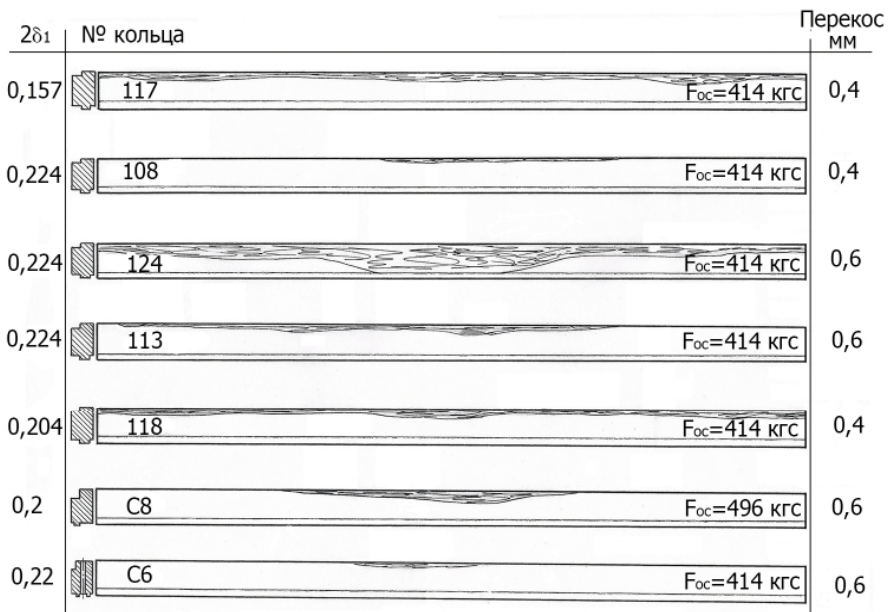


Рис. 5. Развертка заднего плавающего кольца со следами износа

имеют вполне определенную, характерную форму и место расположения.

Если кольцо не проворачивалось, след шириной до ~ 4 мм расположен на части дуги окружности до $\sim 90^\circ$ с уменьшением длины и глубины следа по ширине кольца со стороны входа в щель. Если кольцо проворачивалось, то на его внутренней поверхности следы трения образуются на большей длине или по всей окружности в виде узкой блестящей полоски не только на входе в щель в зоне точки К1, но и на выходе из щели в зоне точки К2 (см. рис. 3). На бурте колеса образуется след трения с налипанием бронзы почти по всей окружности шириной до 2 мм со стороны входа в щель. При этом след трения на заднем бурту представляет собой ровную полоску по всей окружности, а на переднем – след натира переменной ширины с шестью пучностями, с уширением от 1 мм до 2 мм. Пучности равномерно расположены по окружности и объясняются, очевидно, переменной жесткостью переднего бурта, обусловленной примыкающими изнутри шестью лопастями крыльчатки. Под действием радиальной силы цилиндрический бурт стальной крыльчатки толщиной ~ 4 мм прогибается между лопатками и след натира в этих местах слабее, чем над лопатками. Это свидетельствует о значительной величине радиальной силы прижатия плавающего кольца к бурту колеса, способной заметно его деформировать.

Таким образом, было выявлено, что при перекосе плавающего кольца образуется неравновесная гидростатическая радиальная сила, способная сдвинуть кольцо и прижать его к бурту колеса с достаточно большой силой, которая может привести к значительным натирам.

Механизм образования гидростатической радиальной силы такой же, как и в плунжерной паре [1], [2]. При перекосе осей цилиндрических поверхностей, образующих радиальную щель, геометрия щели искажается (см. рис. 3). В щели появляются диффузорный и конфузорный участки на диаметрально противоположных дугах окружности. На участке дуги окружности с диффузорностью среднее давление в щели меньше (вогнутая эпюра давления по длине щели), чем на участке дуги окружности с конфузорностью (выпуклая эпюра давления).

Неравномерность распределения давления в щели приводит к возникновению радиальной гидростатической силы, способной переместить плавающее кольцо и прижать его к бурту центробежного колеса. В момент контакта радиальная сила прижатия увеличивается до максимальной величины.

Результаты исследования и способ решения проблемы возгорания

Как было показано в предыдущем разделе, при специальных экспериментальных исследованиях установлено, что гидростатическая радиальная сила на плавающих кольцах, которая образуется при перекосах осей, может быть причиной возгорания конструкции насоса. Следовательно, нельзя допускать перекоса плавающих колец. Однако, это требование трудно выполнить в реальной конструкции ТНА, к которой предъявляются требования минимального веса, а несимметричные корпусные детали и узлы насоса жидкого кислорода, примыкающие к корпусу газовой турбины, несут большие силовые и температурные нагрузки, близкие к предельно допустимым.

Наиболее эффективным методом устранения негативного влияния перекоса плавающих колец является выполнение формы щели конфузорной, т.е. суживающейся в направлении низкого давления [1], [2]. Известно, что при конфузорной форме щели гидростатическая радиальная сила на плавающем кольце при перекосах не образуется [2], и, следовательно, устраняется причина возгорания из-за трения плавающего кольца.

К примеру, плунжерной паре рекомендуется выполнение искусственной конфузорности щели в пределах $0,2\delta$, где δ – величина номинального радиального зазора.

Нужно иметь в виду, что конфузорная форма кольцевого зазора приводит к уменьшению гидравлического сопротивления и увеличению утечек, но их величина меньше, чем при увеличении диаметрального зазора плавающего кольца.

С целью проверки работоспособности плавающих колец с конфузорной формой кольцевого зазора были проведены испытания насоса с плавающими кольцами с конической расточкой. Кольца устанавливались с перекосом, с торцовым биением 0,4 мм и 0,6 мм на переднем и заднем бурту соответственно. Были опробованы кольца с конической и цилиндрической расточкой, выполненной на половине ширины кольца с увеличением зазора на входе в щель. Угол конуса был $\varphi \geq 0^\circ 40'$, а диаметральные зазоры 0,16 и 0,17 мм. Испытания насосов с такими кольцами при их перекосе на угол $\approx 0^\circ 17'$ и $\approx 0^\circ 21'$ показали, что следы трения не образуются. Радиальная сила не возникала, либо была меньше силы трения по торцу.

Известны конструкции деформируемых плавающих колец, в которых конфузорная форма щели обеспечивается автоматически за счет упругой деформации кольца под действием перепада давления, изменяющегося по длине щели. [2]

Необходимую величину упругой деформации плавающего кольца можно получить уменьшением жесткости кольца путем уменьшения его толщины или изменения конфигурации его сечения.

Этот способ во многих случаях предпочтителен, т.к. устраняет необходимость изготовления специальных колец с конической расточкой, контроль которых создает определенные трудности.

Так отсутствие случаев возгорания кислородных насосов двигателя РД120 объясняется тем, что достаточной величины конфузорность щели в данных насосах обеспечивается автоматически под действием перепада давления.

В результате расчетов деформаций плавающих колец кислородного насоса двигателя РД120 определено, что радиальный зазор на входе в щель существенно больше, чем на выходе из щели (см. табл.1-2). В табл. 2 конусность была рассчитана как:

$$K_{\delta} = \frac{\delta_{\text{ВХ}} - \delta_{\text{ВЫХ}}}{\delta_{\text{ВХ}}} \quad (2)$$

где $\delta_{\text{ВХ}}$ – зазор при работе на входе в щель;

$\delta_{\text{ВЫХ}}$ – зазор при работе на выходе из щели.

Заключение

1. Экспериментально показано, что при перекосе плавающего кольца образуется гидростатическая радиальная сила, прижимающая колесо к бурту колеса.

2. Конфигурацию и размеры плавающего кольца необходимо выбирать с учетом расчетного анализа упругой деформации плавающих колец различных типоразмеров.

3. Конфузорность цилиндрической щели позволяет плавающему кольцу самоустанавливаться концентрично бурту центробежного колеса и тем самым снижает риск возгорания.

Таблица 1

Деформации плавающих колец кислородного насоса двигателя РД120

Параметр	Перепад давления	Начальный зазор	Зазор при работе		Изменение зазора	
			на входе	на выходе	на входе	на выходе
Обозначение	ΔP	δ	$\delta_{\text{ВХ}}$	$\delta_{\text{ВЫХ}}$	$\Delta\delta_{\text{ВХ}}$	$\Delta\delta_{\text{ВЫХ}}$
Размерность	кгс/см ²	мм	мм	мм	мм	мм
Переднее кольцо	196	0,19	0,206	0,110	↑0,016	↓0,08
Заднее кольцо	245	0,2645	0,2865	0,1457	↑0,022	↓0,1188

Таблица 2

Изменение зазоров и углы перекоса плавающих колец кислородного насоса двигателя РД120

Параметр	Угол перекоса	Разница зазоров на входе и выходе	Конусность
Обозначение	ϕ	Δx	k_{δ}
Размерность	градус	мм	□
Переднее кольцо	0,358	0,096	0,466
Заднее кольцо	0,483	0,1408	0,491

Литература

1. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика [Текст] / Т.М.Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 336 с.

2. Марцинковский В. А. Бесконтактные уплотнения роторных машин [Текст] / В.А.Марцинковский. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.

Поступила в редакцию 12.05.2016

О.П. Бадун, С.О. Дешевих, к.т.н. Я.М. Иванов. Особливості застосування плаваючих кілець в кисневих насосах

Розглянуто типи ущільнень, що застосовуються для герметизації по буртам відцентрового колеса насоса, який перекачує рідкий кисень. Виділена існуюча основна проблема відпрацювання та конструювання ущільнень в даних насосах, що пов'язана з ризиком спалаху конструкції внаслідок можливого тертя деталей ротора о деталі статора. Запропоновано імовірний шлях вирішення проблеми, на основі аналізу статистичної інформації, що знаходиться в КБ «Південне», отриманої під час спеціальних випробувань плаваючих кілець, відпрацьовані ТНА з насосами рідкого кисню, а також згідно результатів плаваючих кілець різних двигунів під час моделювання їх роботи в складі двигуна.

Ключові слова: РРД, ТНА, насос, ущільнення, плаваючі кільця, гідравлічні сили, спалах.

O.P. Badun, S.A. Deshevuh, Y.N. Ivanov Special aspects of the use of floating rings in oxygen pumps

Applied seal types on shoulders of the impeller of the oxidizer pump of LRE TP were examined. It was identified the available basic problem of the seals development and design in the given pumps, consisting in the risk of the design ignition owing to the probable friction of rotor parts against stator parts. It was suggested the possible solution to this problem, based on the analysis of the statistical information available in «Yuzhnoye» SDO, obtained during special testing of floating rings and development of TP with oxidizer pumps, as well as according to the results of the deformation analysis of floating rings of various engines at simulation of their operations in the pump composition.