

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАДИАЛЬНЫХ ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ С ПЛАВАЮЩИМИ КОЛЬЦАМИ ПРИ ПЕРЕКОСЕ ОСЕЙ НАСОСА ТНА ЖРД

© 2006 Я.Н. Иванов

ГКБ “Южное” им. М.К. Янгеля, г. Днепропетровск, Украина

Представлены результаты экспериментальных исследований работоспособности радиальных щелевых уплотнений с плавающими кольцами при различной величине угла перекоса осей. Показано, что перекос осей плавающего кольца и вала в насосах ТНА ЖРД может привести к возгоранию насоса. Даны рекомендации по повышению работоспособности плавающих колец в насосах при перекосе осей уплотнения.

Одним из наиболее часто встречающихся дефектов при отработке ТНА ЖРД являются натирки на поверхностях щелевых уплотнений с плавающими кольцами по буртам крыльчатки. Наиболее опасен этот дефект для ТНА ЖРД, работающего на жидком кислороде. Он может приводить к выгоранию внутренней полости насоса окислителя. Начало возгорания находится в зоне расположения щелевых уплотнений с плавающими кольцами.

Наиболее вероятной причиной появления дефектов данного типа является перекос осей плавающего кольца и вала.

Перекос осей возможен, например, вследствие прогиба вала или несимметричной деформации корпусных деталей насоса либо от действия высокого градиента температуры, либо от переменного поля давления, либо от силового воздействия магистралей входа и выхода и т.д. Причем не всегда удается правильно определить причину возникновения перекоса осей, а в некоторых случаях невозможно устранить причину перекоса. В связи с этим появилась необходимость в мероприятиях, направленных на повышение работоспособности плавающих колец при возникновении перекоса осей плавающего кольца и вала.

В настоящей статье изложены результаты экспериментального исследования работоспособности плавающих колец различной конструкции при различной величине угла перекоса. Типичная конструктивная схема насоса с плавающими кольцами приведена на рис. 1.

Целью экспериментального исследования было определение влияния величины угла перекоса на величину радиального усилия взаимного прижатия плавающего кольца и цилиндрического бурта центробежного

колеса (вала), приводящего к тепловыделению в зоне трения с возможностью возгорания в среде жидкого кислорода, а также проверка эффективности конструкций, способных работать при перекосе осей без истирания поверхностей и, следовательно, без возгорания.

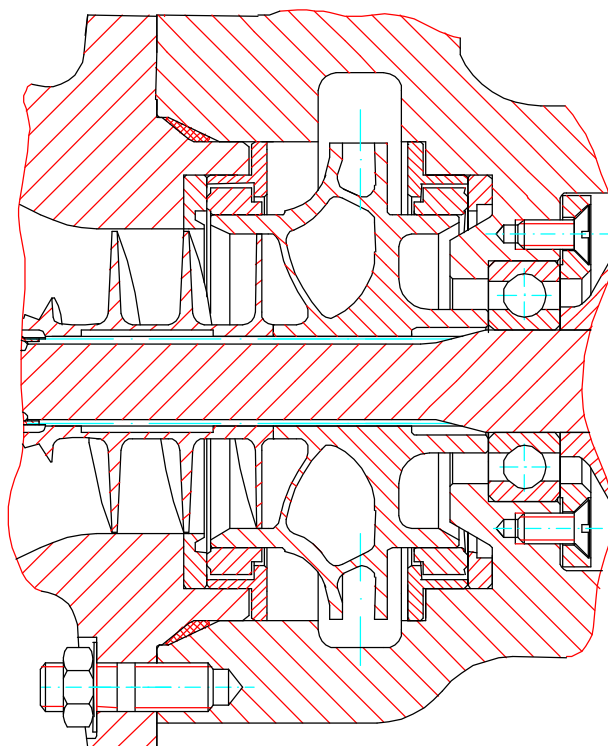


Рис. 1. Типичная конструктивная схема насоса с плавающими кольцами

В качестве критерия оценки работоспособности уплотнения была принята величина износа плавающего кольца, определяемая размерами следов трения.

Испытания проводились на стенде гидравлических испытаний насосов на воде при частоте вращения

$$n = 29000 \text{ 1/мин.}$$

При этом окружная скорость в щели была  $u_1 = 112$  м/с и  $u_2 = 140$  м/с соответственно переднего и заднего уплотнений центробежного колеса. Плавающие кольца устанавливались с различными углами перекоса в пределах  $0^\circ 06' \dots 0^\circ 55'$  путем изменения угла наклона плоскости опорного кольца (см. рис. 2). Режим работы каждого насоса и продолжительность испытаний были одни и те же, а плавающие кольца на каждое испытание ставились новые. Рабочие поверхности щелевых уплотнений окрашивались красным лаком с целью лучшего выявления следов слабых натиров.

Следы трения на бронзовых плавающих кольцах проявлялись в виде четких натиров медно-красного цвета, а на цилиндрических поверхностях хромированных буртов

центробежного колеса и на поверхности опорного кольца - в виде светлых блестящих полосок со следами налипания бронзы.

Следы натиров на поверхностях уплотнения при перекосе осей имеют вполне определенную, характерную особенность по форме и месту расположения. При отсутствии вращения плавающего кольца след расположен на внутренней цилиндрической поверхности входного участка щели и, как правило, на дуге окружности менее  $180^\circ$  с уменьшением ширины и глубины следа по длине щели. Форма и место расположения следа четко отражают физическую картину силового взаимодействия деталей щелевого уплотнения с плавающим кольцом при перекосах осей (см. рис. 2).

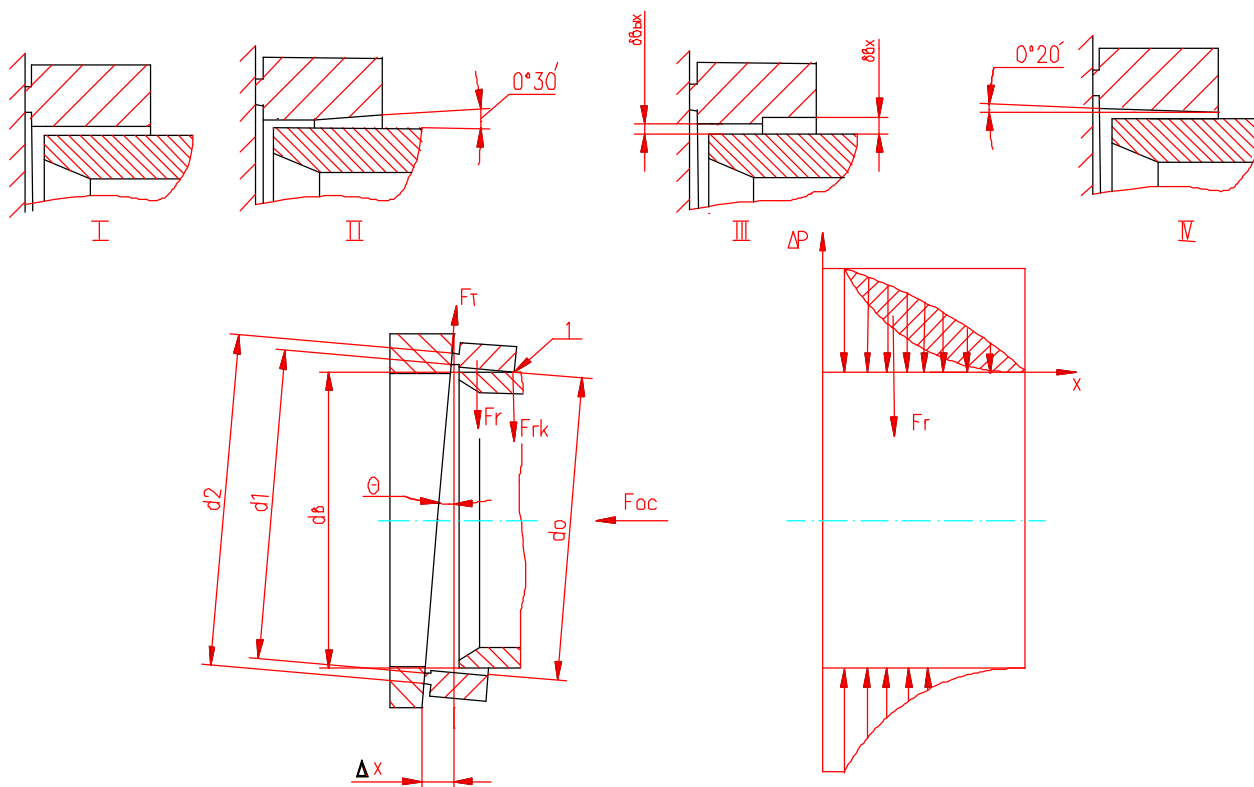


Рис. 2. Конструктивные параметры плавающих колец

При перекосах осей геометрия радиальной кольцевой щели по окружности изменяется так, что участок щели с уменьшением проходного сечения по потоку – конфузурная щель, плавно переходит в диффузурную щель на диаметрально противоположном участке. Наибольшая диффузурность и наибольшая конфузурность находятся в плоскости перекоса. На участке дуги окружности с диффузурностью среднее дав-

ление в щели меньше (вогнутая эпюра давления по длине щели), чем на участке дуги окружности с конфузурностью (выпуклая эпюра давления) [1, 4]. Неравномерность распределения давления в щели приводит к возникновению радиальной силы  $F_r$  между плавающим кольцом и буртом крыльчатки (валом), направленная к их сближению в зоне диффузурности.

Смещению плавающего кольца в радиальном направлении препятствует сила трения по торцу:

$$F_T = F_{oc} \cdot f_T,$$

где  $f_T$  – коэффициент трения по торцу;

$F_{oc}$  – осевая сила прижатия плавающего кольца.

Если гидростатическая радиальная сила  $F_r$  превышает силу трения по торцу, то плавающее кольцо перемещается в радиальном направлении до касания с валом на диффузорном участке щели. В результате трения с валом появляется местный след истирания на внутренней поверхности кольца.

Если момент сил трения кольца о поверхность вала  $M_B$  превышает момент сил трения по торцу  $M_T$ , то плавающее кольцо начнет проворачиваться и следы истирания образуются на входном участке щели по всей окружности кольца и на торце плавающего кольца. Хотя место трения относительно корпуса всегда одно и то же – входной участок диффузорной части щели, – плавающее кольцо, проворачиваясь относительно корпуса, контактирует с валом все новыми участками, образуя след истирания по всей его окружности.

Условие равенства сил, действующих на кольцо в радиальном направлении:

$$F_{rk} = F_r - F_T \quad (1)$$

где  $F_{rk}$  – радиальное усилие в зоне контакта с валом;

$F_r$  – радиальная гидростатическая сила.

Радиальная гидростатическая сила зависит от степени перекоса, перепада давления и геометрических размеров кольца и может быть выражена зависимостью:

$$F_r = k_r \cdot \Delta P \cdot S_r, \quad (2)$$

где  $\Delta P$  – перепад давления в щелевом уплотнении;

$k_r$  – коэффициент радиальной силы, отражает неравномерность поля давления в щели по окружности;

$S_r$  – площадь проекции внутренней поверхности щели на диаметрально плоскость.

$$S_r = d_0 \cdot l_{щ}, \quad (3)$$

где  $d_0$  – внутренний диаметр кольца;

$l_{щ}$  – длина щели.

Степень перекоса в безразмерном виде, коэффициент угла перекоса  $K_\theta$ , можно представить как отношение:

$$K_\theta = \frac{\operatorname{tg} \theta}{\operatorname{tg} \theta_{\max}} = \frac{l_{щ} \cdot \operatorname{tg} \theta}{2\delta_0}, \quad (4)$$

где  $\theta$  – угол перекоса;

$2\delta_0$  – диаметральный зазор;

$$\operatorname{tg} \theta_{\max} = \frac{2\delta_0}{l_{щ}};$$

$\theta_{\max}$  – максимальный угол перекоса в свободном состоянии до контакта поверхностей.

По физическому смыслу коэффициент угла перекоса  $K_\theta$  представляет собой относительную величину уменьшения зазора “на просвет” при перекосе.

Коэффициент радиальной силы  $k_r$  зависит от коэффициента угла перекоса, увеличиваясь с увеличением последнего. Это подтверждается результатами экспериментов: в зависимости от величины коэффициента угла перекоса изменяются размеры следов истираний по ширине и глубине износа. Для данного типа плавающих колец при равных значениях коэффициента угла перекоса, но разных зазорах и разных углах перекоса  $\theta$ , следы износа близки по величине и геометрии.

Для экспериментального определения величины коэффициента радиальной силы  $K_r$  применялась следующая методика.

Проводилось несколько идентичных испытаний насосов с одинаковыми плавающими кольцами, но установленных с различными углами перекоса. При достаточно малых углах перекоса ( $\approx$  до  $0^{\circ}12'$ ) следы трения не появляются. С увеличением угла перекоса до определенной величины (более  $0^{\circ}16'$ ) появляется слабый след трения на небольшой дуге окружности. Для этого угла перекоса принималось, что радиальная гидростатическая сила равна силе трения по торцу ( $F_{ro} = F_T$ ), которая, в свою очередь, определялась по формуле:

$$F_{ro} = F_T = f_T \cdot F_{oc} = f_T \cdot \Delta P \cdot \left( S_{np} - \frac{S_k}{2} \right), \quad (5)$$

где  $F_{oc}$  – осевая сила прижатия плавающего кольца;

$$S_k = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_1^2) \quad \text{– площадь контактного}$$

пояска;

$$S_{np} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_0^2) \quad \text{– площадь прижима.}$$

D1, D2, Dо – диаметры контактного пояска и внутренний диаметр кольца (см. рис. 2).

При известном значении перепада давления и геометрических размеров кольца определяется величина осевой силы, с которой кольцо прижато к корпусу.

Коэффициент трения скольжения  $f_T$  стальной поверхности по бронзе при покое со смазкой согласно данным [5] составляет  $f_T = 0,10 \dots 0,15$ . В расчетах было принято, что  $f_T = 0,10$ .

Тогда коэффициент радиальной силы определяется по формуле:

$$K_{r_0} = \frac{F_r}{\Delta P \cdot S_r} = f_T \cdot \frac{S_{пр} - S_k}{S_r} = f_T \cdot S_{эк} \quad (6)$$

Повторяя испытания с плавающими кольцами, отличающимися только диаметрами контактного пояска и, следовательно, имеющими другую осевую силу прижатия и

силу трения по торцу, можно определить соответствующие значения радиальной силы  $F_r$  и коэффициента радиальной силы  $K_{r_0}$ .

Для плавающих колец, которые использовались в экспериментах, осевая сила составляла  $F_{ос} = 280 \dots 610$  кгс.

Проведенные испытания позволили определить границу работоспособности плавающего кольца по величине коэффициента угла перекося. Результаты экспериментов, показывающие степень износа плавающих колец от коэффициента угла перекося, представлены на рис. 3 и в таблице 1. Для рассмотренных плавающих колец предельное допустимое значение коэффициента угла перекося составляет  $k_\theta \leq 0,2$ . Превышение этого значения приводит к потере работоспособности плавающего кольца с цилиндрической формой поверхностей щели.

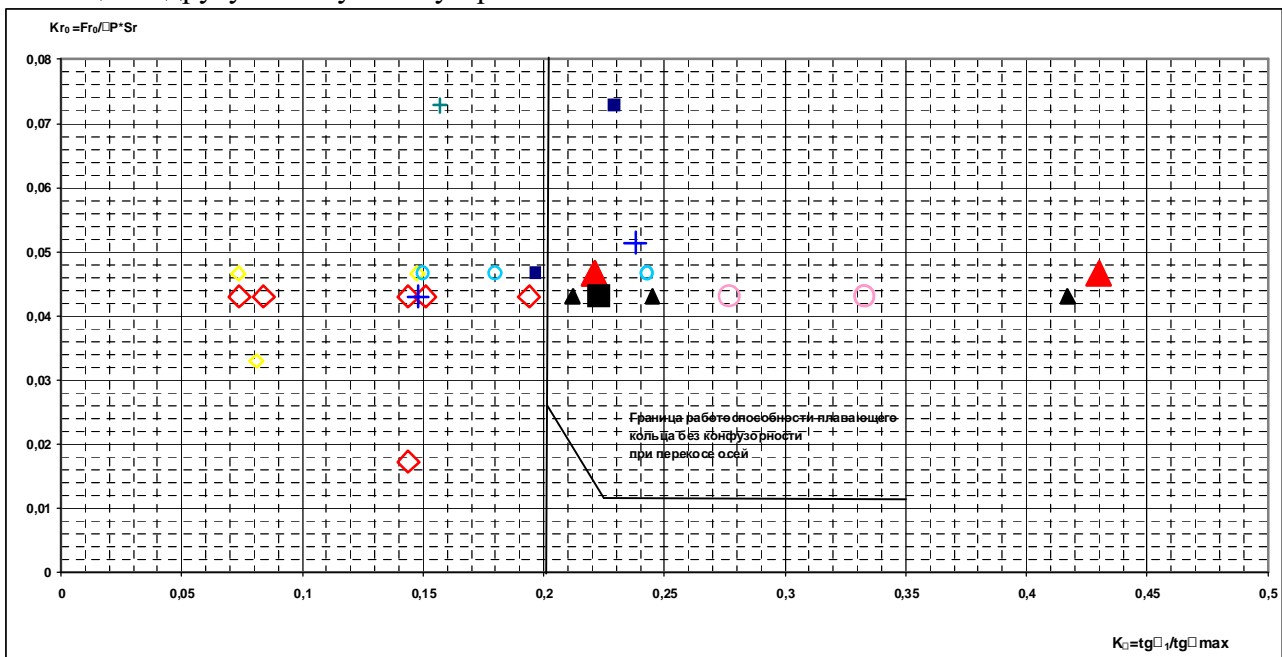


Рис. 3. Экспериментальные зависимости коэффициента радиальной силы от коэффициента угла перекося

Таблица 1. Форма следов износа по результатам эксперимента

Результат эксперимента След:	d=74		d=92	
	Цилиндрические плавающие кольца	Конфузорные плавающие кольца	Цилиндрические плавающие кольца	Конфузорные плавающие кольца
Нет	?	o	?	o
Местный, на дуге до 30°	+		+	
На дуге 180°-200°				
На всей окружности	^		^	

Из рис. 3 видно, что при значениях коэффициента угла перекоса, не превышающих 0,2, что соответствует в данном случае углу перекоса 15/, плавающее кольцо работоспособно, но на поверхностях могут появляться небольшие местные следы трения.

Подобный след трения был обнаружен на плавающем кольце, проработавшем в насосе при испытании двигателя.

При дальнейшем увеличении коэффициента угла перекоса с  $k_{\theta} \geq 0,22$  до  $k_{\theta} = 0,43$  происходит резкое ухудшение работоспособности уплотнения: на плавающем кольце образуются большие следы истирания, расположенные по всей окружности в связи с возросшей величиной радиальной силы в зоне контакта  $F_{rk}$ .

Можно предположить, что в этих случаях происходит защемление кольца на валу вследствие деформации плавающего кольца в эллипс с малой осью в плоскости перекоса, уменьшающейся до величины диаметра вала. О возможности такой деформации плавающего кольца свидетельствуют два кольцевых следа на внутренней поверхности кольца от края бурта крыльчатки и на входе в щель. Иногда это приводит к наклепу торца.

Величину радиальной силы в зоне контакта кольца и вала для этого случая можно определить по замеренной величине радиальной жесткости кольца исходя из условия,

что кольцо деформируется в эллипс по малой оси эллипса на величину диаметрального зазора.

Для кольца № 1 имеем

$C_{p1} = 250$  кгс/мм, тогда

$$\Phi_{pк1} = C_{p1} \cdot 2\delta_1 = 250 \cdot 0,28 = 70 \text{ кгс.}$$

Для кольца № 2 –

$C_{p2} = 330$  кгс/мм,

$$\text{и } \Phi_{pк2} = C_{p2} \cdot 2\delta_2 = 330 \cdot 0,157 = 51,8 \text{ кгс.}$$

При известной окружной скорости поверхностей трения можно определить величину мощности трения в зоне трения:

$$N_{1т} = f_{т} \frac{F_{r1} \cdot V_1}{102} = (0,1 \dots 0,15) \cdot \frac{70 \cdot 112}{102} = 7,68 \dots 11,5 \text{ кВт,}$$

$$N_{2т} = f_{т} \frac{F_{r2} \cdot V_2}{102} = (0,1 \dots 0,15) \cdot \frac{51,8 \cdot 139,6}{102} = 7,09 \dots 10,6 \text{ кВт}$$

Значительная часть этой мощности превращается в тепло, которое в неблагоприятных условиях и при высоком давлении жидкого кислорода в зоне трения способно привести к возгоранию плавающего кольца.

На рис. 4 изображены развертки внутренних цилиндрических поверхностей плавающих колец при различной степени перекоса. Видно, что размеры следов истирания увеличиваются с увеличением коэффициента угла перекоса.

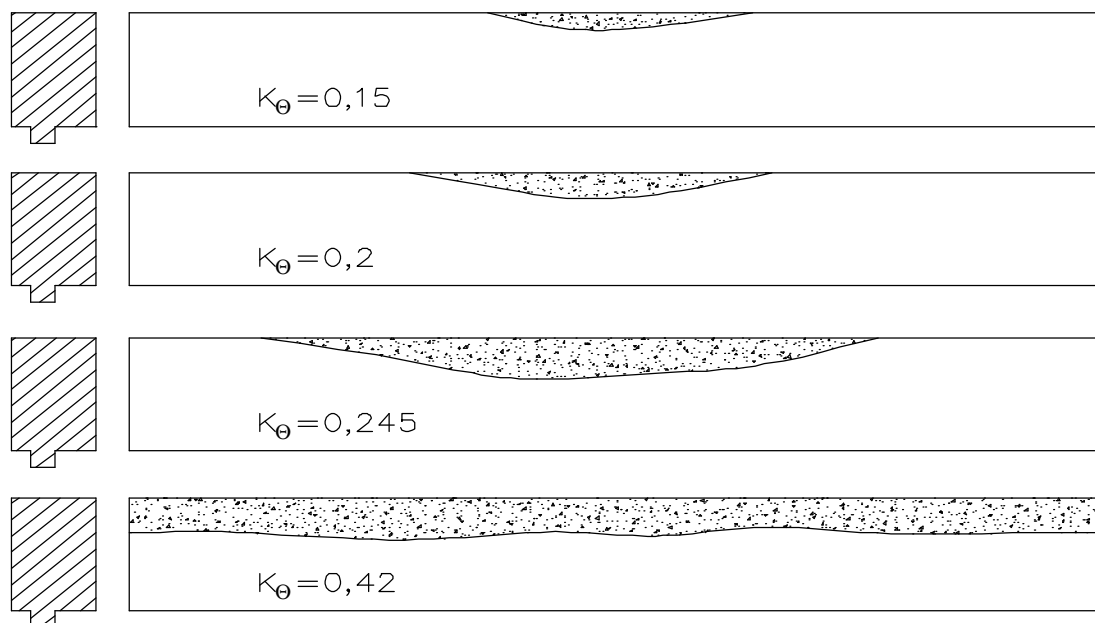


Рис.4. Развертки внутренней цилиндрической поверхности плавающих колец со следами натиров

Выполнение конфузорности щели при  $\frac{\delta_{\text{вых.}}}{\delta_{\text{вх.}}} = 0,5$

на половине длины щели [3] привело к значительному улучшению работоспособности плавающих колец при перекосах. Конфузорность щели получалась за счет выполнения конусной расточки под углом  $0^{\circ}30'$ , превышающей угол перекоса (см. рис. 2). Конус располагался на внутренней поверхности кольца на половине длины щели со стороны входа в щель. На некоторых кольцах конфузорность получалась ступенчатой цилиндрической расточкой на ту же глубину.

Плавающие кольца с конфузорностью щели не имеют следов натиров при больших значениях коэффициентов угла перекоса, достигающего значения  $k_{\theta} \leq 0,33$ , в том числе полученных уменьшением радиальной щели до  $\delta_0 = 0,075$  мм.

Использование плавающих колец с конфузорностью позволяет обеспечить работоспособность насоса без уменьшения его КПД.

Кольца с конической расточкой под углом  $0^{\circ}20'$ , образующей диффузорность по всей длине щели, оказались неработоспособными и без перекоса. На них появляются надирь по всей окружности. Неустойчивость диффузорных плавающих колец, приводящая к потере их работоспособности была показана в работе [1].

#### Выводы

1. При перекосах осей цилиндрических поверхностей, образующих дросселирующую щель уплотнения, плавающие кольца могут смещаться в радиальном направлении до контакта с вращающимся валом на входном участке диффузорной части щели.
2. Характерный местный или кольцевой след истирания на внутренней цилиндрической поверхности плавающего

кольца, расположенный на входном участке радиальной щели, является свидетельством перекоса осей в уплотнении.

3. При коэффициенте угла перекоса  $k_{\theta} \geq 0,22$  величина радиальной силы взаимного прижатия кольца и вала достигает 50...70 кгс, а при окружных скоростях зоны трения 110...140 м/с мощность трения составляет 7...11 кВт.
4. В неблагоприятных условиях и при высоком давлении жидкого кислорода в зоне трения возможно возгорание плавающего кольца.
5. Выполнение радиальной щели конфузорной формы на половине длины щели с величиной угла конуса на плавающем кольце, не менее величины угла перекоса, устраняет возможность возникновения радиальной силы на плавающем кольце, прижимающей его к валу и, следовательно, устраняет возможность возгорания.
6. Диффузорная форма щели приводит к потере работоспособности уплотнения, к истиранию и надирам его поверхностей.

#### Список литературы

1. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин, М.: Машиностроение, 1980.
2. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов, М.: Машиностроение, 1982.
3. "Уплотнения и уплотнительная техника" Справочник под общей редакцией А.И. Голубева и А.А. Кондакова, Москва, Машиностроение, 1986.
4. Марцинковский В.А. Щелевые уплотнения. Теория и практика СумГУ, Сумы, 2005.
5. Енохович А.С. Краткий справочник по физике, М.: Высшая школа, 1976.

## EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF RADIAL SLOT SEAL WITH FLOATING RINGS IN PUMP FOR LRE TPU, AT MISALIGNMENT OF AXES

© 2006 Ya.N. Ivanov

The paper presents results of experimental investigations of serviceability for radial slot seals with floating rings at various angles of axes misalignment. The results show that a misalignment between axes of the floating ring and shaft in LRE TPU pump can lead to ignition of the pump. Recommendations are given to increase serviceability of the floating rings in pumps at misalignment of the seal axes.