

УДК 623.438.14

*Вакуленко В.В., канд. техн. наук; Возгрин Ю.В., Кузьминский В.А.,  
Ковалев М.С., Михайлов В.В.*

## **БАЛАНС ТЕПЛА И ТЕМПЕРАТУРЫ В ПАРЕ ТРЕНИЯ УПЛОТНЕНИЯ НАСОСА ПОДОГРЕВАТЕЛЯ**

В зависимости от требований, предъявляемых к гидравлическим агрегатам, уплотнительные устройства должны обеспечивать полную герметизацию рабочей жидкости или существенно уменьшать утечку ее. Утечка не допускается для большинства уплотнений, запирающих жидкость от вытекания наружу, а также для уплотнений гидропневматических устройств, гидравлических грузоподъемных устройств и др. Незначительная утечка жидкости допускается для многих уплотнений, разделяющих отдельные полости с разным давлением от перетекания жидкости внутри агрегатов, например внутренние уплотнения тормозов, буферов, рабочих цилиндров, гидронасосов, гидродвигателей, компрессоров и др.

По принципу действия уплотнительные устройства подразделяются на два вида:

- бесконтактные, работающие при наличии щелей (зазоров) в соединениях;
- контактные, осуществляющие герметизацию за счет плотного прилегания уплотняющих деталей к соответствующим сопряженным поверхностям соединения.

По величине давления уплотнительные устройства можно разделить на работающие при низком давлении (подшипниковые узлы зубчатых и червячных редукторов), работающие при высоком давлении (гидронасосы, гидродвигатели, гидротормозы и др.) и вакуумные.

В бесконтактных уплотнениях (центробежных, винтоканавочных, щелевых и др.) жидкость запирается без непосредственного контакта уплотняющих элементов с перемещающимися деталями.

Контактные уплотнения (манжетные, уплотнения кольцами, сальниковые и др.) имеют наиболее высокую надежность герметизации, ограниченную долговечность и значительные потери энергии на преодоление сил трения при движении. Контактные уплотнения при высоких давлениях изнашиваются и требуется периодическая их замена. При этом также изнашиваются сопряженные с ними детали: валы, штоки и цилиндры. Несмотря на отмеченные недостатки, контактные уплотнения часто являются незаменимыми там, где утечки жидкости не допускаются или должны быть очень малы.

**Актуальность проблемы.** Существующая потребность в увеличении ресурсных показателей узлов и агрегатов, используемых в объектах бронированной танковой техники (БТТ) обуславливает, наряду с применением новых материалов в контактных уплотнениях, использование современных методов конструирования с построением математических моделей тепловых процессов в парах трения с последующей оптимизацией геометрических, кинематических и силовых параметров для конкретной разработки.

**Целью статьи** является анализ конструкции контактного уплотнения насоса штатного предпускового подогревателя, используемого в изделиях БТТ разработки ХКБМ им. А.А. Морозова, а также создание алгоритма, описывающего процессы трения и теплопередачи в данном узле, позволяющем изучить реальные случаи поломок и в будущем провести конкретные доработки для увеличения долговечности.

**Основная часть.** Рабочий процесс насоса осуществляется следующим образом (рис. 1): охлаждающая жидкость (ОЖ) с пониженной температурой (на завершающем этапе цикла работы подогревателя эта температура близка к температуре кипения ОЖ, и в рассматриваемой модификации агрегата составляет 110 °С) после теплообменника рубашки блока цилиндров двигателя поступает на входной фланец 10 насоса. Попадая на лопаточное колесо 1 насоса, где происходит обмен импульсом между лопаточным колесом и ОЖ, жидкость отводится к теплообменнику подогревателя через фланец 11 с избыточным давлением.

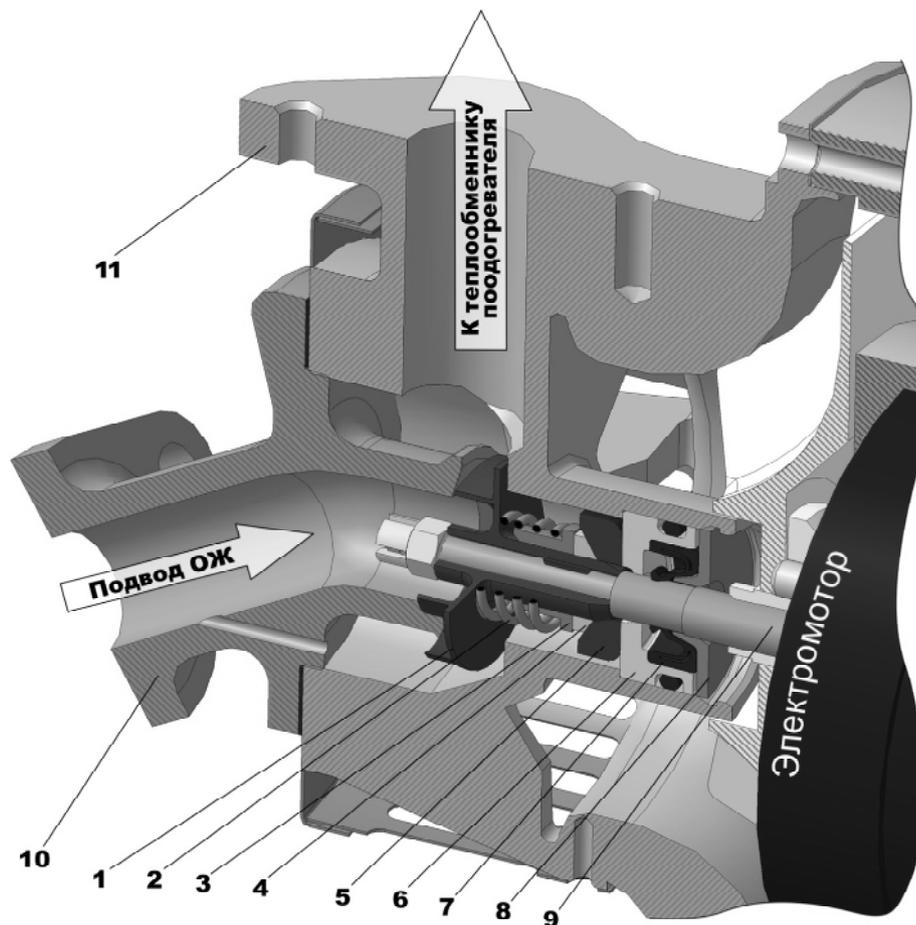


Рис. 1. Конструкция насоса ОЖ:

1 – лопаточное колесо; 2 – пружина; 3 – втулка упругого элемента; 4 – уплотнительное кольцо; 5 – вращающееся уплотнительное кольцо; 6 – покоящееся уплотнительное кольцо; 7 – стояночное уплотнение (манжета); 8 – опорная пластина; 9 – вал электродвигателя; 10 – фланец подвода ОЖ; 11 – фланец выхода ОЖ из насоса.

Эксплуатация в целом отработанной конструкции предпускового подогревателя показала, что при длительной работе подогревателя в режиме нагрева ОЖ выходит из строя лопаточное колесо нагнетающего насоса. Более подробный анализ вышедших из строя деталей и узлов агрегата показал, что происходит срез лопаточного венца колеса насоса застопоренным упругим элементом (пружиной) вследствие торможения в паре трения торцовых уплотнений.

В общем случае выход из строя и нарушение работы нагнетателя происходит в таком порядке (рис. 2): вследствие длительного теплового выделения в паре трения по поверхностям А средняя температура конструкции повышается, следовательно повы-

шается и температура поверхностей А. Учитывая повышенную температуру ОЖ, это приводит к тому, что в некоторый момент времени ОЖ в зазоре А вскипает и трение в зазоре переходит в режим близкий к сухому трению. Как известно режим сухого трения является более теплонапряженным, поэтому температура поверхностей А резко повышается, что приводит к изменению свойств материалов пары трения по поверхности контакта. Беря во внимание наличие химически активных веществ и взвешенных частиц, присутствие которых невозможно исключить в растворе ОЖ, в итоге происходит стопорение трением графитового кольца 5 и втулки из нержавеющей стали 6. На следующем этапе из-за того, что момент трение резинового уплотнительного кольца 4 по поверхности В по валу лопаточного колеса 1 меньше момента трения поверхности Г по графитовому уплотнительному кольцу 5, происходит торможение резинового уплотнительного кольца 4, прижимной втулки 3 и пружины 2 относительно покоящегося уплотнительного кольца 6, установленного в корпус. В сложившихся аварийных условиях работы возникают новые пары трения: - по поверхности В, в результате чего наблюдается значительный износ уплотнительного кольца 4; - по поверхности Б, что приводит к активному износу тела основания лопаточного венца крыльчатки пружиной. Как следствие, происходит срез венца крыльчатки с развитием износа поверхности Б.

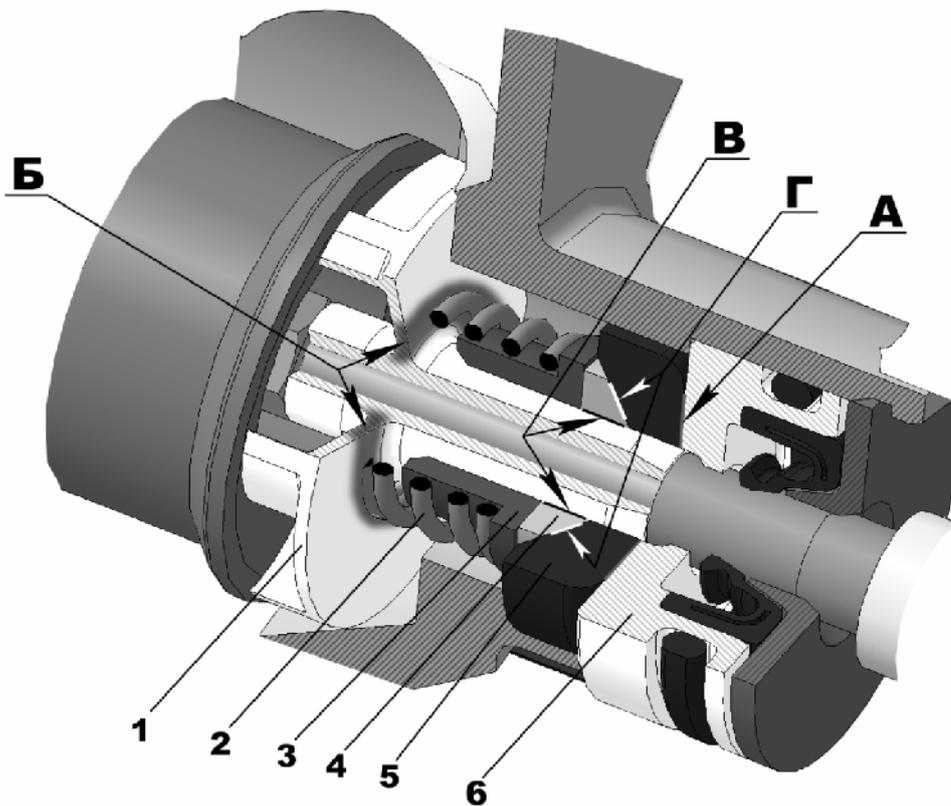


Рис. 2. Развитие среза лопаточного венца центробежного колеса насоса:

1 – лопаточное колесо; 2 – пружина; 3 – втулка упругого элемента; 4 – уплотнительное кольцо; 5 – вращающееся уплотнительное кольцо; 6 – покоящееся уплотнительное кольцо

Основываясь на первичных данных анализа, было принято решение произвести тепловой расчет конструкции уплотнения, с целью выявления наиболее теплонапряженных участков.

Как известно, стандартный подход [1;3] в решении задачи выделения и распределения тепла и тепловых потоков заключается в задании необходимых исходных гидродинамических параметров силовых уравнений и дополнении их уравнением баланса тепла в уплотнении. Он позволяет найти температуру жидкости в зазоре уплотнения. Далее, по эмпирической зависимости вязкости жидкости от температуры определяют ее вязкость в зазоре уплотнения. Обычно изменением плотности, теплопроводности и других параметров жидкости в зависимости от температуры можно пренебречь. Однако для газов приходится учитывать и эти зависимости, используя уравнение состояния газа.

Систему уравнений при совместном гидродинамическом и тепловом расчете торцового уплотнения необходимо решать методом последовательных приближений, как это делают при расчете подшипников скольжения.

Основными источниками тепла, выделяющегося в уплотнении, являются трение в паре и трение вращающихся частей уплотнения в уплотняемой среде. Выделением тепла в результате вибраций и трения вспомогательных элементов (резиновые кольца, манжеты, сильфоны, мембраны, пружины, поводки и пр.) можно пренебречь ввиду его незначительности [2].

Уравнение баланса тепла, из которого по величине тепловых потоков (рис. 3) определяют температуру жидкости в зазоре уплотнения, можно записать следующим образом [1]:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (1)$$

В торцовых уплотнениях с обыкновенными парами трения утечки жидкостей невелики (от долей до десятков кубических сантиметров в час), и поэтому отводом тепла с утечками можно пренебречь. В уплотнениях с гидродинамическими и особенно гидростатическими парами трения отвод тепла с утечками до сотен литров в час существенно влияет на температуру пары трения.

Большая часть тепла, выделяющегося в паре трения, отводится в жидкость, окружающую уплотнения ( $Q_1$ ), благодаря теплопроводности колец пары. Значительно меньшая часть тепла отводится в газ за уплотнением ( $Q_2$ ). Для уплотнений, работающих на газах, оба тепловых потока могут быть одного порядка по величине. Как правило, тепловой поток в результате теплопроводности деталей (вал, корпус, крышка и т. п.), находящихся в непосредственном контакте с деталями уплотнения, значительно уступает по величине тепловому потоку в жидкость ( $Q_3$ ).

Запишем выражения для отмеченных выше тепловых потоков. В соответствии с рис. 3 тепло  $Q$ , выделяющееся в единицу времени в паре трения, составляет (в Вт) [1]:

$$Q = W \cdot f \cdot V, \quad (2)$$

где  $W$  - осевая составляющая всех сил действующих на уплотнительное кольцо, Н;  $f$  - коэффициент трения в паре трения,  $V$  - тангенциальная приведенная скорость относительного движения в паре трения, м/с.

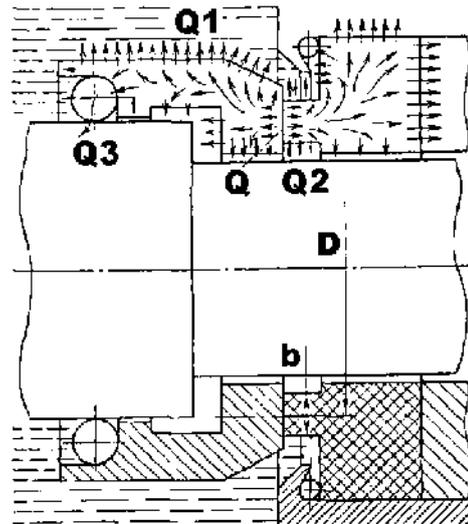


Рис. 3. Схема к определению баланса тепла в паре трения

Тепло, выделяющееся при трении деталей уплотнения в жидкости, в сравнении с тепловым потоком  $Q$  мало, им можно пренебречь в условиях данной задачи.

Для большинства торцовых уплотнений отвод тепла в окружающий воздух ( $Q_2$  на рис. 3) незначительно влияет на общий баланс тепла и им можно пренебречь. Для таких уплотнений значительная часть тепла может передаваться через сопряженные с парой трения детали (вал, корпус, крышка, вспомогательные уплотнения и др.) благодаря теплопроводности колец пары и этих деталей ( $Q_3$  на рис. 3).

Методы численного интегрирования и электротепловой аналогии позволяют сравнительно просто находить распределение температуры по сечению кольца при произвольной его форме и произвольных условиях отвода тепла на границах. Так, в работе [1] методом численного интегрирования получены кривые распределения температуры для трех форм сечения кольца (рис. 4, а – в). При расчете принимали, что выделяющееся в паре трения тепло отводится от кольца только через его наружную цилиндрическую поверхность в среду с температурой  $T_{жс}$ . Остальные поверхности кольца считали теплоизолированными.

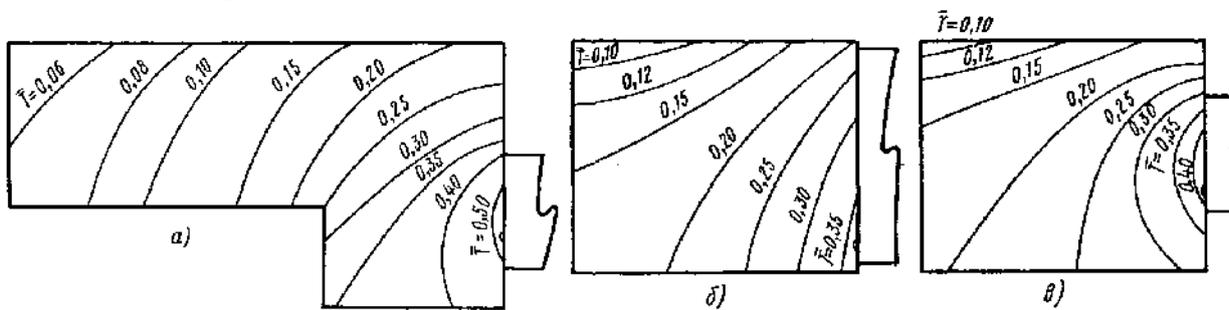


Рис. 4. Теоретическое распределение безразмерной температуры в кольцах торцового уплотнения

Кривые и цифры на рис. 4 относятся к безразмерной температуре.

Тепловой расчет будем производить по отработанной методике расчета торцовых уплотнений, основанной на теории тепловыделений в подшипниках трения, которая хорошо согласуется с экспериментальными данными. По известным расчетным зависимостям [1] найдем величину тепловыделения из уравнения 1, осевая составляющая всех сил действующих на уплотнительное кольцо [1]:

$$W = \bar{P} + F_{np} - F_{тр.упл}, \quad (3)$$

где  $\bar{P}$  - усилие, обусловленное избыточным внутренним давлением на уплотнительное кольцо;  $F_{np} = 58.5 \cdot H$  - сила сжатия для пружины 2 (рис.2), при заданной величине деформации;  $F_{тр.упл}$  - сила трения в резиновом уплотнительном кольце 4 (рис.2 поверхность В).

Коэффициент трения в зазоре пары трения найдем по полуэмпирической формуле [3]:

$$f = \pi \left[ \frac{5}{2} \cdot \frac{c_{жс} \cdot \rho_{жс} \cdot (D-b)^4 \cdot b^4 \cdot \mu_{жс}^3 \cdot V^3}{\alpha_L \cdot L^3 \cdot W^4} \right], \quad (4)$$

где  $c_{жс}$  - удельная теплоемкость ОЖ, Дж/кг·К;  $\rho_{жс}$  - плотность ОЖ, кг/м<sup>3</sup>;  $D$  - средний диаметр поверхности трения (рис.3), м;  $b$  - ширина поверхности трения (рис.3), м;

$\mu_{жс}$  - вязкость жидкости, Н·с/м<sup>2</sup>;  $V$  - линейная скорость трения, м/с;  $\alpha_L$  - коэффициент температурного расширения уплотнительного кольца;  $L$  - амплитуда неровностей шероховатости поверхности, м.

Если рассматривать поле режимов работы какого-либо торцового уплотнения на определенной жидкости при постоянной скорости скольжения и в качестве рабочего параметра принять обратную величину удельной нагрузки в паре трения, то зависимость коэффициента трения от нагрузки можно представить в виде, приведенном на рис. 5.

Граничные значения коэффициента трения на рис. 5 приблизительно соответствуют парам трения «углеграфит–металл» в воде [1].

Кривая на рис. 5 состоит из двух ветвей: левой – от сухого до граничного трения и правой – от граничного до жидкостного трения.

При режиме работы пары трения, соответствующем какому-либо из участков правой ветви кривой, случайное (или закономерное) увеличение нагрузки приводит к снижению коэффициента трения в паре. Если же режим работы соответствует участку левой ветви кривой, то с увеличением нагрузки коэффициент трения резко возрастает. Отсюда и более резкий рост температуры в зазоре пары, чем в первом случае. Устойчивость режима работы пары трения на левой ветви поэтому значительно меньше, чем на правой. Наблюдения показывают, что при переходе от граничного к полусухому трению происходит дальнейший весьма быстрый (скачкообразный) переход к технически сухому трению, часто сопровождающийся перегревом и выходом из строя уплотнения.

В определенный момент времени в связи с понижением вязкости и переходом в режим сухого трения, обуславливающего стремительное повышение температуры, произойдет вскипание жидкости в зазоре. Вязкость ОЖ найдем по эмпирической формуле для воды [3]:

$$\mu_{жс} = \frac{0.00183}{1 + 0.0337 \cdot t + 0.000221 \cdot t^2}, \quad (5)$$

где  $t$  - текущая температура ОЖ, °С.

Проведем статический расчет тепловых потоков внутри конструкции при нормальном установившемся режиме работы. Данные этого расчета используем как начальные параметры при расчете аварийного режима работы. Такой метод расчета выбран, поскольку нет достоверной возможности установить время нормальной работы подогревателя до начала срыва рабочих параметров и перехода в аварийный режим, следовательно, в реальности до начала аварийного режима подогреватель может проработать достаточно продолжительное время, зачастую в несколько раз превышающее гарантированный срок эксплуатации. Используя программу конечно-элементного анализа получим картину температурного состояния конструкции во времени. Расчет будем проводить до тех пор, пока температура поверхности трения не превысит допустимую для уплотнительного кольца из нержавеющей стали, сам момент превышения – будем считать моментом прихватки и стопорения пары трения.

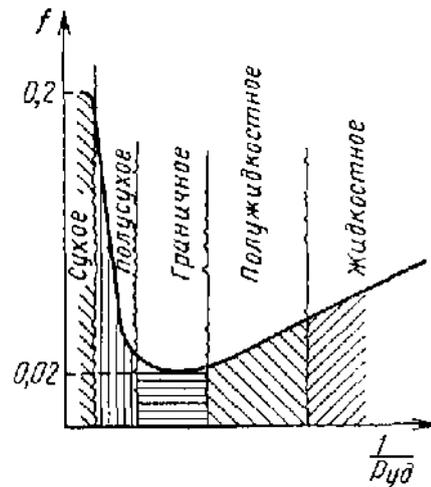


Рис. 5. Зависимость коэффициента трения от нагрузки для разных режимов трения торцового уплотнения

Результаты расчета сведены в таблицу 1, распределение тепловых полей при расчетном установившемся (нормальном) режиме работы уплотнения показано на рис. 6 а, момент стопорения показан на рис.6 б.

Таблица 1

Исходные данные и результаты расчета параметров в паре трения

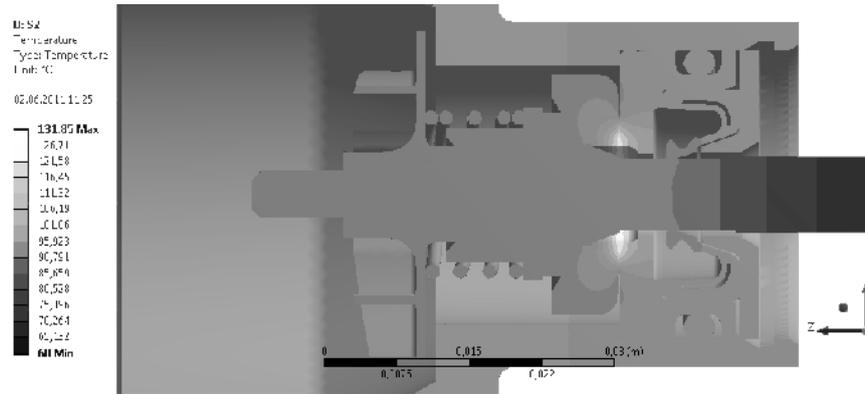
T, с	$c_{ж},$ Дж/ кгК	$\rho_{ж},$ кг/м <sup>3</sup>	D, м	b, м	V/ $\omega,$ м/с, об/мин	$\alpha_L$	L, м	W, Н	$\mu_{ж},$ нс/м <sup>2</sup>	f	Q, Вт	t, °С				
1	4200	1000	0,016	0,003	4,901/ 7200	$3,9 \cdot 10^{-6}$	$0,29 \cdot 10^{-6}$	70,1	$3,6 \cdot 10^{-4}$	0,085	88,69	131,85				
4							$0,25 \cdot 10^{-6}$	69,9	$3,1 \cdot 10^{-4}$	0,092	110,12	134,07				
8								69,5	$2,8 \cdot 10^{-4}$	0,12	180,3	149,64				
12												191,9				
16												290,99				
20												324,86				
24												351,69				
28												374,63				
32												394,98				
36												413,49				
40												430,56				
44												446,49				
48												461,48				
52												475,68				
56												489,2				
60												502,13				
64											$0,2 \cdot 10^{-6}$	69,3	---	0,2	1836	514,54
68																526,5
72																538,04
76																549,2
80										560,04						
84										570,56						
88										580,79						
92										590,77						
96										600,5						
100										610						
104										619,3						
108										628,39						
112										637,3						
116										646,03						
120										654,6						

Как видно по результатам расчета (рис. 6 а), минимальная температура конструкции составляет 60 °С, а средняя температура поверхности трения составляет 132 °С. ОЖ согласно теоретическим и практическим исследованиям, изложенным в [1] при данной средней температуре поверхности трения, находится в граничном состоянии, но вскипания ее не происходит, жидкость все еще обеспечивает смазку пары трения, хотя режим трения уже является пограничным (рис. 5).

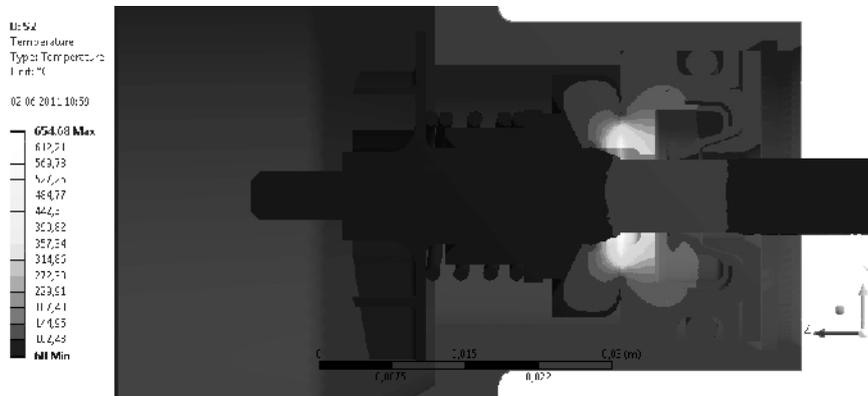
Согласно результатам расчета вскипание происходит на 12 секунде работы в аварийном режиме (до этого подогреватель работал в установившемся режиме продолжительное неопределенное время) при средней температуре поверхности трения 192 °С, при этом мощность тепловыделения резко возрастает от 200 Вт до 1,84 кВт при переходе в режим сухого трения. В режиме сухого трения, коэффициент трения считаем постоянным и равным  $f = 0.2$  (рис. 5) [1]

Как показал расчет, окончательное стопорение происходит на 120 секунде работы уплотнения в аварийном режиме при температуре 655 °С. В первые секунды (с 12 по 16 секунду рис. 7) работы в аварийном режиме наблюдается резкий рост температуры, свя-

зано это со скачкообразным изменением коэффициента трения, далее температура постепенно нарастает из-за стремительного насыщения конструкции тепловой энергией.



*a*



*б*

Рис. 6. Распределение температуры внутри конструкции пары трения:  
*a* – в нормальном режиме работы; *б* – в аварийном режиме работы (стопорение)

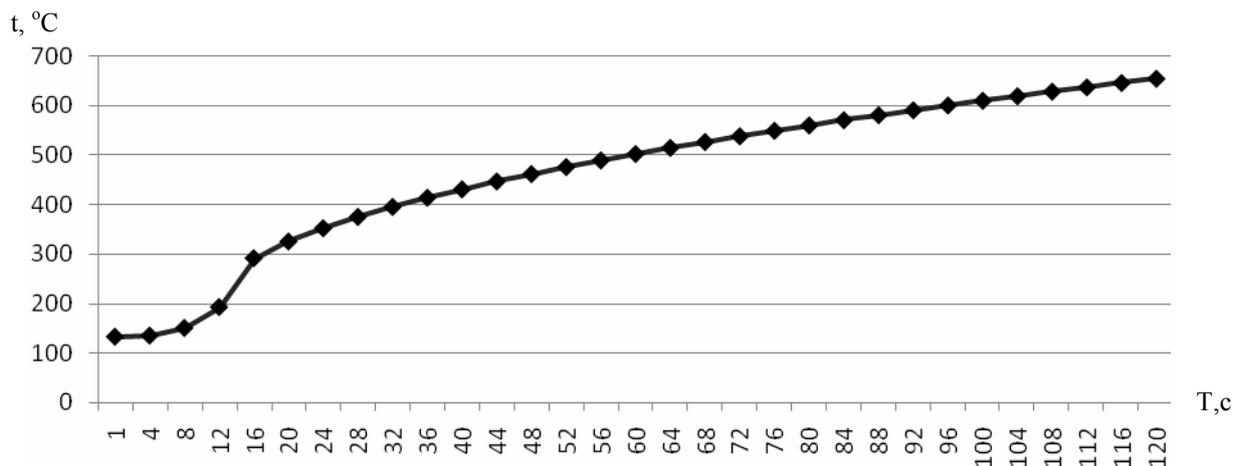


Рис.7. График зависимости температуры в паре трения от времени работы в аварийном режиме

Также расчетным методом было получено поле векторов тепловых потоков в элементах конструкции (рис. 8).

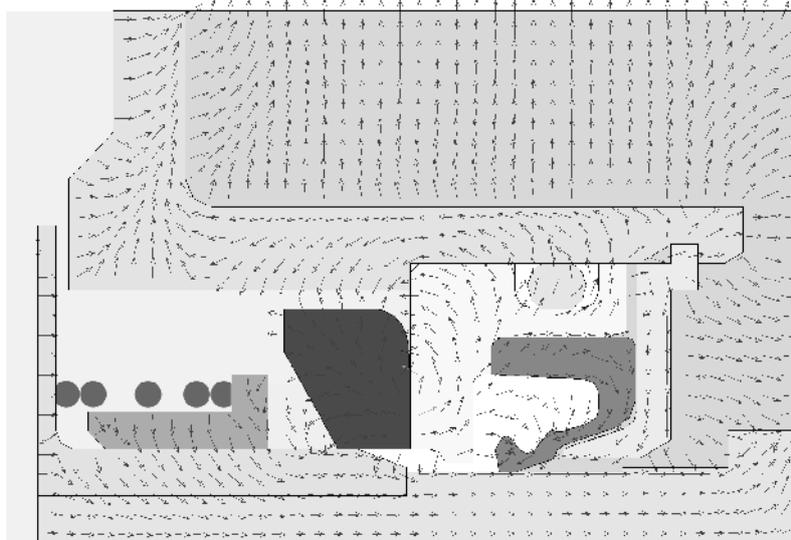


Рис. 8. Тепловые потоки в элементах конструкции уплотнения подогревателя

В результате исследования проблемы выделения и распределения тепла в паре трения уплотнения насоса предпускового подогревателя была составлена математическая модель соответствующего узла конструкции. Сопоставляя результаты расчета и реальные результаты испытаний на натурной конструкции, очевидно, что полученная математическая модель удовлетворительно отображает процессы, происходящие в трущихся элементах уплотнения, однако для полной оценки явлений приводящих к разрушению конструкции является чрезмерно идеализированной.

В частности, затруднительно учесть изменение геометрии поверхности трения. Как видно на фотографии уплотнительных колец из материала АО-1500 (рис. 9), кото-

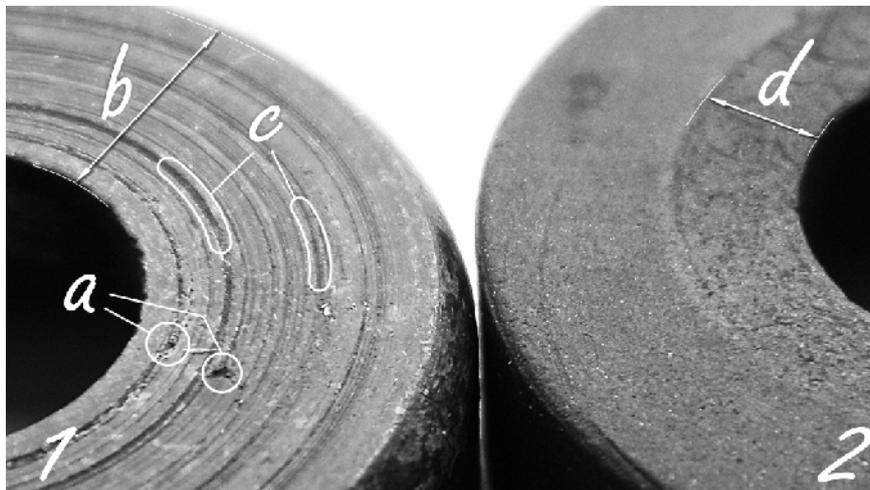


Рис. 9. Фото рабочей поверхности графитовых колец пары трения из материала АО-1500: 1 – кольцо, отработавшее полный моторесурс до заклинивания; 2 – новое кольцо; *a* – твердые включения в материале кольца; *b* – ширина развитой поверхности трения; *c* – борозды, образованные твердыми включениями; *d* – изначальная ширина поверхности трения

рые используются в насосе штатного предпускового подогревателя, поверхность (ширина *b*) кольца, отработавшего полный ресурс на расчетном режиме 1, значительно

превышает площадь поверхности трения (ширина  $d$ ) нового кольца 2. К тому же прирабатанная поверхность имеет ряд дефектов, которые влияют на значение шероховатости и на реальную площадь сцепления трущихся поверхностей. Включение твердых частиц  $a$  (рис.9), твердость которых при расчетной температуре поверхности трения выше твердости кольца из нержавеющей стали при той же температуре, приводит к образованию круговых борозд  $c$  на поверхности трения. Это в свою очередь также приводит к увеличению поверхности трения, которая определяет момент трения, а соответственно и тепловыделение при трении. Наличие таких частиц сложно спрогнозировать, их присутствие обуславливается чистотой и качеством материала уплотнительного кольца, таким образом, учет наличия таких случайных дефектов в настоящей математической модели привлечет сложный вероятностный математический аппарат, но уже на данном этапе можно утверждать, что это не даст продуктивных результатов в описании процесса трения.

Стоит отметить, что в расчетной модели для ОЖ использовались термодинамические параметры обычной очищенной воды, при работе насоса в составе агрегата используются присадки, повышающие температуру кипения воды и понижающие ее коррозионную активность.

Указанные присадки являются химически активными веществами, полностью не растворимы в воде, оставляя мелкодисперсный след, все это также повлияет на режим трения сложно прогнозируемым образом, а также повысит износ поверхности.

Развитие среза по поверхности Б (рис.2) происходит достаточно продолжительное время, об этом свидетельствуют экспериментальные данные. Для предотвращения среза было предложено ввести опорную шайбу 1 (рис.10), однако на столь больших угловых скоростях (7200 об/мин) возникли поперечные колебания шайбы, что в свою очередь привело к разрушению вала крыльчатки на который была посажена шайба. В итоге такое предложение не решило проблему.

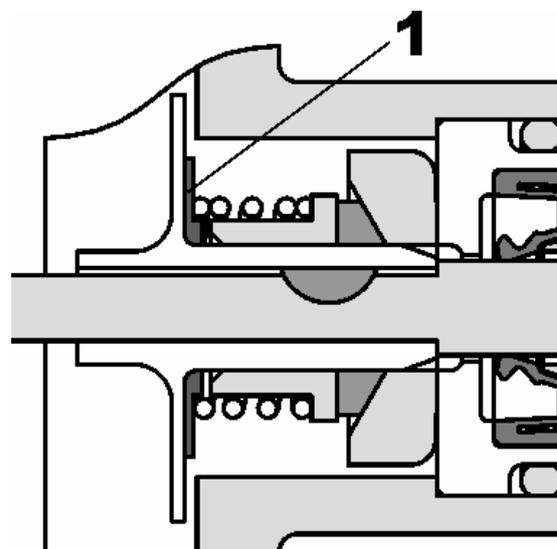


Рис. 10. Схема установки дополнительной шайбы

Основной рекомендацией в сложившейся ситуации, очевидно, является использование более качественного материала графитового кольца пары трения, в частности с гораздо меньшим содержанием примесей твердых частиц, таких как АО 1500-Б83.

Следующим шагом должна стать проработка конструкции по стабилизации поверхности трения и увеличению интенсивности теплообмена с ОЖ для более интенсивного уноса тепла и стабилизации температурного поля пары трения.

**Выводы:** В процессе продолжительной работы насоса подогревателя, из-за повышенных параметров температуры охлаждающей жидкости создаются условия, приводящие к срыву режима нормальной работы насоса и его поломке. Была разработана математическая модель описывающая тепловые процессы, происходящие в паре трения и приводящие в выходу из строя узлов уплотнения. Были выявлены слабые места штатной конструкции насоса.

С учетом произведенных расчетов, было принято решение по доработке конструкции узла уплотнения и сопряженного с ним лопаточного колеса насоса охлаждающей жидкости с последующим проведением испытаний. Испытания показали что внесенные конструктивные изменения не решили проблем, связанных с выходом из строя узла уплотнения насоса охлаждающей жидкости.

Рекомендацией по дальнейшему решению проблемы надежной работы насоса подогревателя является использование более качественных материалов в паре трения данного уплотнения.

**Литература:** 1. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник/ Л.А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер и др.; Под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с. 2. Торцовые уплотнения: Пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1978. – 288с. 3. Уплотнительные устройства. Изд. 2-е, переработ. и доп. Л., «Машиностроение», 1973. 232 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Uplotnenija i uplotnitel'naja tehnika: Spravochnik/ L.A. Kon-dakov, A. I. Golubev, V. B. Ovander i dr.; Pod obw. red. A. I. Golubeva, L. A. Kondako-va. – M.: Mashinostroenie, 1986. – 464 s. 2. Torcovye uplotnenija: Per. s nem. – M.: Mashinostroenie, 1978. – 288s. 3. Uplotnitel'nye ustrojstva. Izd. 2-e, pererabot. i dop. L., «Mashinostroenie», 1973. 232 s.

Вакуленко В.В., Ю.В. Возгрін, В.А. Кузьминский, М.С. Ковальов, Михайлов В.В.

#### БАЛАНС ТЕПЛА І ТЕМПЕРАТУРИ В ПАРІ ТЕРТЯ УЩІЛЬНЕННЯ НАСОСА ПІДГРІВАЧА

В статті проведено дослідження теплових процесів, що відбуваються в парі тертя насоса підігрівача та призводять до його виходу з ладу. Розроблена математична модель процесу, на основі якої проведено випробування. Було дано рекомендації щодо зміни конструкції.

Vakulenko V.V., Yu.V. Vozgrin, V.A. Kuzminsky, M.S. Kovalev, Mikhailov V.V.

#### BALANCE OF HEAT AND TEMPERATURE IN STEAM OF A FRICTION OF CONSOLIDATION OF THE PUMP OF A HEATER

Research of thermal processes is conducted in article which occurs in steam of a friction of the pump of a heater and lead to its failure. The mathematical model process on which basis tests are made is developed. Recommendations concerning design changes have been made.

---