

УДК 62-762.642.4

ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И РАСЧЁТ ТОРЦОВОГО САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

С. С. Шевченко,

канд. техн. наук

s.shevchenko@united productions

ORCID: 0000-0002-5425-9259

Институт проблем
моделирования
в энергетике
им. Г. Е. Пухова
НАН Украины,
03164, Украина, г. Киев,
ул. Генерала Наумова, 15

Повышение надежности и ресурса уплотнений валов динамических насосов является важнейшим требованием при их создании. Наиболее распространенным типом уплотнений остаются традиционные сальниковые уплотнения, которые представляют собой узлы с регулируемой утечкой и периодически восстанавливаются в процессе эксплуатации. Радикальным изменением конструкции традиционного сальникового уплотнения является переход к торцовому сальниковому уплотнению с постоянным давлением на набивку. Показано, что торцовые сальниковые уплотнения могут успешно сочетать в себе достоинства механических торцовых уплотнений, простоту и сравнительно низкую стоимость традиционных сальниковых. Механическое торцовое уплотнение, в котором одно из уплотняющих колец заменено сальниковой набивкой, обладает преимуществами, которые существенно расширяют область применения традиционных сальниковых уплотнений. Описаны схема и физическая модель работы торцового сальникового уплотнения. В процессе работы уплотнения набивка оттесняется от ответной металлической поверхности давлением среды. При этом образуется конфурзорный зазор, протяженность которого пропорциональна отношению уплотняемого давления к давлению предварительного сжатия набивки. Приведен расчет распределения гидростатического давления и зазора по радиусу торцового стыка уплотнения. Неравномерность контактного давления по радиусу, обусловленная отжатием набивки уплотняемым давлением на входном участке, вызывает преждевременный износ перегруженных областей контактных поверхностей. Предложены выражения для оценки потерь мощности на трение в торцовом сальниковом уплотнении. Показано, что эти потери существенно ниже по сравнению с потерями мощности в традиционном сальниковом уплотнении. Проведена оценка теплового состояния торцового сальникового уплотнения. Получено выражение для определения расхода, который обеспечивает среднюю температуру на контактной поверхности, не превышающую допустимого значения. Исследования показали, что коэффициент нагрузки торцовых сальниковых уплотнений, в отличие от механических торцовых уплотнений, должен быть близок к единице. Полученные зависимости позволяют выполнять расчёт торцовых сальниковых уплотнений на этапе их проектирования.

Ключевые слова: торцовое сальниковое уплотнение, физическая модель, распределение контактного давления, особенности проектирования.

Введение

Технический уровень современных уплотнений постоянно растет в связи с ужесточением требований эксплуатации, которые ограничивают или исключают внешнюю утечку герметизируемой среды. С учетом того, что количество эксплуатируемого насосного оборудования увеличивается, утечки через уплотнения ведут к огромным потерям энергии и перекачиваемых продуктов. Большие затраты идут на обезвреживание и утилизацию протечек перекачиваемых сред [1].

К показателям надежности и ресурса уплотнений предъявляются повышенные требования, особенно с учетом роста единичной мощности оборудования, автоматизацией непрерывных технологических процессов, при которых вынужденные простои в связи с отказом уплотнений ведут к большим экономическим потерям, значительно превышающим затраты непосредственно на уплотнения. Замена уплотнений и их ремонт требуют значительных затрат на оплату высококвалифицированного ручного труда и дорогостоящих материалов. Для насосного оборудования, особенно для уплотнений валов динамических насосов, это подтверждается опытом эксплуатации – до 70% отказов насосов происходит из-за выхода из строя уплотнений [2].

Сальниковое уплотнение является узлом с регулируемой утечкой, то есть превышение уровня утечки может корректироваться перемещением нажимного устройства без разборки насоса. Поскольку увеличение утечки определяется относительно постоянным во времени износом пары трения, воз-

Статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Международная.

© С. С. Шевченко, 2020

можность внезапных отказов такой конструкции невелика. Замена пакета сальниковой набивки не требует демонтажа насоса и отказом насоса, как правило, не считается. Ресурс узла определяется достижением предельно допустимого износа защитной втулки вала, для замены которой требуется демонтаж и разборка насоса. Таким образом, сальниковое уплотнение является регулируемым и периодически восстанавливаемым в процессе эксплуатации узлом [3].

Наиболее радикальным изменением конструкции традиционного сальникового уплотнения при введении постоянного давления на набивку является переход к торцовому сальниковому уплотнению. Такая конструкция обладает достоинствами механического торцового уплотнения: автоматизмом работы, определенностью удельных нагрузок в контакте, хорошим теплоотводом, при этом отпадает необходимость компенсации биений и несоосностей вала [4].

В период создания первых конструкций торцовых сальниковых уплотнений не существовало методики их расчета и проектирования, что было связано, прежде всего, с отсутствием исследований процессов, происходящих в торцовой паре, а также со сложностью физико-механических свойств сальниковой набивки. Детальные исследования процесса герметизации, результаты которых изложены в работах [5, 6, 7], позволили построить его физическую модель и подойти к созданию приемлемой для практики методики расчёта торцовых сальниковых уплотнений.

Схема торцового сальникового уплотнения и его особенности

Торцовое сальниковое уплотнение представляет собой механическое торцовое уплотнение, в котором одно из уплотняющих колец заменено сальниковой набивкой (рис. 1). Герметизация достигается за счет торцового поджатия кольца сальниковой набивки 3, расположенного в аксиально подвижной втулке 2 к опорной детали 4. Как и в механических торцовых уплотнениях, предварительное поджатие осуществляется упругим элементом 1, а в процессе работы для этого используется давление уплотняемой среды, что позволяет обеспечить оптимальное контактное давление на расчетном режиме путем выбора соответствующего коэффициента

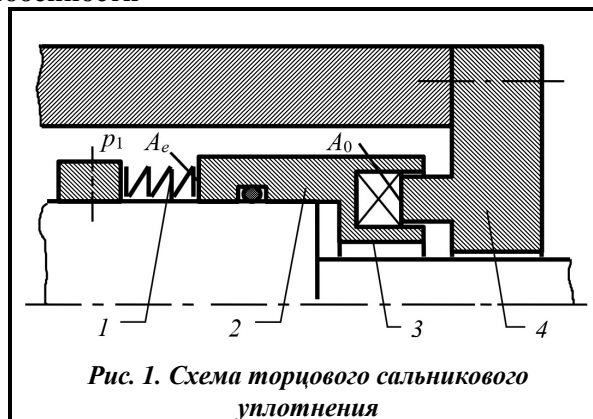


Рис. 1. Схема торцового сальникового уплотнения

нагрузки. При разработке торцовых сальников можно использовать все лучшие конструктивные решения, накопленные практикой механических торцовых уплотнений. Таким образом, торцовые сальники могут успешно сочетать в себе достоинства механических торцовых уплотнений и сальниковых уплотнений с их простотой и сравнительно низкой стоимостью [5].

Пару трения, как и в традиционном сальниковом уплотнении, образуют твердая металлическая и мягкая упруго-пластичная поверхности. В традиционных сальниковых уплотнениях поверхности трения цилиндрические – вращается твердая теплопроводная поверхность (вал или защитная втулка), а сальниковая набивка, обладающая плохой теплопроводностью, неподвижна. В торцовом сальнике поверхности трения плоские (кольцевые пояски), а вращающейся, как и в механических торцовых уплотнениях, может быть как твердая, так и мягкая поверхность. Уменьшенная площадь трения и улучшение теплоотвода позволяют торцовым сальникам надежно работать при более высоких показателях нагрузки (уплотняемом давлении и скорости скольжения p_1v), с малыми, близкими к капельным, утечками и с повышенным, по сравнению с радиальными сальниками, ресурсом. Торцовые сальники требуют в десятки раз меньшего расхода набивки, так как вместо пакета используется одно кольцо, а ресурс его увеличивается. Ресурс радиальных сальников во многом определяется износом вала, который не может быть эффективно компенсирован поперечной деформацией набивки. В торцовом сальнике износ опорного кольца не влияет на герметичность узла, а величина износа практически не лимитируется.

Поскольку одна из контактных поверхностей – мягкая набивка, отпадают требования прецизионной обработки пар трения, обязательные для механических торцовых уплотнений, у которых допустимая неплоскостность контактных поверхностей не более 0,9 мкм. Работоспособность механических торцовых уплотнений нарушается силовыми и температурными деформациями пары трения, если даже величина их находится в пределах 1–3 мкм, а торцовые сальники нечувствительны к упру-

гим деформациям элементов конструкции. Как и в механических торцовых уплотнениях, опорное кольцо и (или) втулка с набивкой имеют свободу осевых и угловых перемещений, способных компенсировать технологические и эксплуатационные несоосности.

Замена поврежденного механического торцового уплотнения требует отсоединения насоса от привода, а это нарушает центровку агрегата. В торцовом сальнике изнашиваемое уплотнительное кольцо свернуто из отрезка набивки и извлекается или закладывается в кольцевую камеру сальниковой втулки без разборки насоса.

Практическая реализация перечисленных особенностей и преимуществ позволяет существенно расширить область применения сальниковых уплотнений при одновременном сохранении высокой надежности и герметичности.

Физическая модель торцового сальникового уплотнения

Анализ результатов экспериментов, изложенных в работах [6, 7], позволил заложить основы построения физической модели механизма герметизации торцового сальникового уплотнения. В процессе работы уплотнения набивка оттесняется от ответной металлической поверхности давлением среды. При этом образуется конфузурный зазор, протяженность которого пропорциональна отношению уплотняемого давления к давлению предварительного сжатия набивки. Вне зазора, на участке непосредственного контакта набивки с ответной поверхностью, повышается контактное давление, и этот участок выполняет основную герметизирующую роль. Утечки обусловлены, в основном, фильтрационным течением через микролабиринты в паре трения. Учитывая разнообразие набивок, уплотняемых жидкостей и условий эксплуатации, будем искать приближенное решение задачи о распределении давления в контактной паре. При построении расчетной модели выбор упрощающих допущений должен ограничиваться требованием, чтобы они не исказили качественную картину распределения давлений.

Рассмотрим схему нагрузки кольца набивки торцового сальникового уплотнения (рис. 2). При анализе напряженно-деформированного состояния набивка рассматривается как изотропный упругий материал с физико-механическими характеристиками (модуль упругости и коэффициент Пуассона), независимыми от величины нагружения.

Внешняя нагрузка набивки производится в два этапа: предварительное сжатие силой F_{10} упругих элементов во время установки уплотнения в насос и конечная нагрузка силой давления уплотняемой жидкости. Сила F_{10} создает предварительное контактное давление $p_{c0} = F_{10} / A_0$.

Из условия совместности осевых деформаций упругих элементов и набивки определена та часть ΔF_2

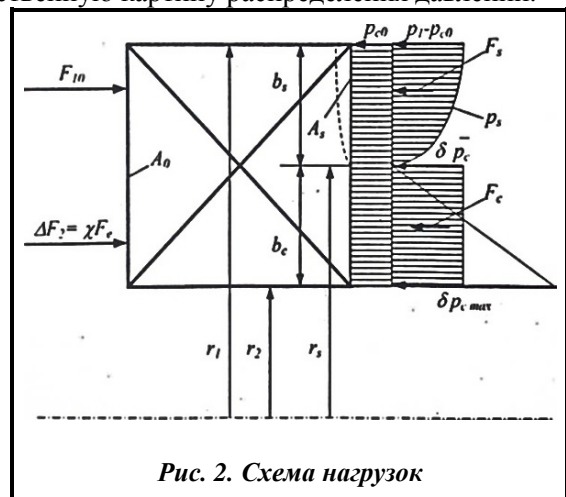


Рис. 2. Схема нагрузок

силы давления уплотняемой жидкости $F_e = p_1 A_e$, которая передается на набивку и уравнивается силой F_s гидростатического давления в зазоре, и силой F_c дополнительного контактного давления

$$\Delta F_2 = \chi F_e = F_s + F_c, \quad (1)$$

где $\chi = k_2 / (k_1 + k_2)$ – коэффициент передачи, или коэффициент основной нагрузки, показывающий, какая часть внешней силы F_e передается на набивку; k_1, k_2 – коэффициенты жесткости упругих элементов и набивки соответственно.

Из равенства (1) после вычисления силы F_s найдем силу контактного давления F_c , которая возникает на площади непосредственного контакта.

Гидростатическое давление в зазоре определяется путем совместного решения уравнения осевой деформации набивки и уравнения напорного радиального течения. Вычисляя деформации набивки, нужно иметь в виду, что набивка предварительно сжата силой F_{10} и представляет собой элемент с предварительным натягом. Деформация набивки, или величина зазора определяется формулой

$$h(r) = b(p_s - p_{c0}) / E, \quad (2)$$

где $b = r_1 - r_2 = b_s + b_c$ – высота кольца набивки.

Таким образом, если не учитывать наличие микроканалов, образование зазора возможно лишь в случае, когда давление p_1 на входе в торцовое сальниковое уплотнение превышает контактное давление p_{c0} , обусловленное силой предварительного сжатия набивки. По мере уменьшения гидростатического давления p_s зазор сужается, и, когда оно становится равным контактному давлению p_{c0} , происходит контакт набивки с ответной поверхностью (участок b_c).

Расчёт торцового сальникового уплотнения

Расход радиального напорного течения через плоский кольцевой канал с зазором h и протяженностью dr , на котором дросселируется давление dp_s , можно представить формулой Хагена-Пуазейля

$$Q = \frac{\pi h^3 r}{6\mu dr} dp_s,$$

а с учетом (2) приходим к дифференциальному уравнению

$$Q \frac{dr}{r} = \frac{\pi E b^3}{6\mu} \left(\frac{p_s - p_{c0}}{E} \right)^3 \frac{dp_s}{E} \quad (3)$$

с граничными условиями $r=r_1: p_s=p_1; r=r_s: p_s=p_{c0}$ (уплотняемая жидкость подводится со стороны внешнего радиуса).

Интегрируя (3), получим

$$Q \frac{24\mu}{\pi E b^3} \ln \frac{r_1}{r} = \psi_1^4 - \psi^4, \quad Q \frac{24\mu}{\pi E b^3} \ln \frac{r_1}{r_s} = \psi_1^4 \quad (4)$$

где $\psi = (p_s - p_{c0})/E$, $\psi_1 = (p_1 - p_{c0})/E$.

Из второго выражения (4) можно найти расход, если известна протяженность зазора (радиус r_s)

$$Q = \frac{\pi E b^3}{24\mu \ln \frac{r_1}{r_s}} \psi_1^4 \quad (5)$$

или по измеренному расходу можно определить протяженность зазора

$$r_s = r_1 \left(1 + \frac{\pi E b^3}{24\mu Q} \psi_1^4 \right)^{-1}.$$

Если из формул (4) исключить расход, разделив первую на вторую, то получим закон распределения давления в зазоре

$$\psi = \psi_1 \left(1 - \ln \frac{r}{r_1} / \ln \frac{r_s}{r_1} \right)^{1/4}.$$

Поскольку отношение радиусов под знаками логарифмов близко к единице, то в разложении логарифмов в ряд сохраним лишь линейные члены $\ln r/r_1 \cong r/r_1 - 1$. Тогда формула для распределения давления тоже принимает более удобный для интегрирования вид

$$\delta p_s = p_s - p_{c0} = E \psi_1 \left(\frac{r - r_s}{b_s} \right)^{1/4}, \quad (6)$$

где $b_s = r_1 - r_s$ – ширина кольцевой полоски, на которой образуется зазор между набивкой и опорным кольцом.

Подставив полученное давление в формулу (2), найдем закон изменения зазора по радиусу

$$h(r) = b \frac{p_1 - p_{c0}}{E} \left(\frac{r - r_s}{b_s} \right)^{1/4}. \quad (7)$$

Проинтегрировав по зазору давление (6), получим гидростатическую силу F_s , частично уравновешивающую внешнюю нагрузку $\Delta F_2 = \chi F_e$

$$F_s = 1,6\pi r_s b_s (p_1 - p_{c0}) \left(1 + \frac{5 b_s}{9 r_s} + \frac{5 b_s}{4 r_s} \frac{p_{c0}}{p_1 - p_{c0}} \right).$$

Теперь из условия равновесия (1) можно найти дополнительную силу F_c контактного давления, действующего на кольцевом пояске $b_c = r_s - r_2$ контакта набивки с опорным кольцом

$$F_c = \chi F_e - F_s,$$

а также дополнительное среднее контактное давление

$$\delta \bar{p}_c = F_c / \pi (r_s^2 - r_2^2).$$

После некоторых преобразований приведем последнее выражение к виду

$$\delta \bar{p}_c = \frac{p_1}{1 - \alpha} \left[k\chi - 0,8\alpha \left(1 - \frac{p_{c0}}{p_1} \right) \right], \quad (8)$$

где $\alpha = A_s / A_0$, $A_s = 2\pi r_s b_s$, $k = A_e / A_0$.

Суммарное контактное давление в набивке на участке непосредственного контакта

$$\bar{p}_c = p_{c0} + \delta \bar{p}_c.$$

Приближённую оценку максимального дополнительного контактного давления можно получить, предполагая, что на участке непосредственного контакта давление $\delta \bar{p}_c$ линейно изменяется от нуля до максимального значения $\delta p_{c \max}$ (рис. 2).

Использованный упрощенный подход, основанный на анализе одноосных деформаций, не позволяет построить распределение контактного давления по радиусу. Для этого нужно рассматривать статическую задачу гидроупругости с учётом объемного напряженно-деформированного состояния набивки. Такая задача решается численными методами [8].

Формула (8) позволяет оценить величину дополнительного контактного давления и его неравномерность, а также дает качественное представление о влиянии основных параметров уплотнения на условия работы набивки.

Проведём оценочный расчет распределения гидростатического давления и зазора по радиусу торцового стыка торцового сальникового уплотнения. Для примера рассмотрим торцовый сальник с типовыми параметрами: $r_1 = 0,06$ м, $r_s = 0,05$ м, $\mu = 5 \cdot 10^{-4}$ Н·с/м², $E = 300$ МПа, $p_1 = 1,6$ МПа, $\alpha = 0,5$, $k = 0,9$, $\chi = 0,8$.

Результаты вычислений по формулам (6) и (7) представлены на рис. 3. Расход, вычисленный по формуле (5), составляет $3 \cdot 10^{-7}$ м³/с, что близко к экспериментально полученным значениям $Q = 2 \cdot 10^{-7} - 3 \cdot 10^{-7}$ м³/с [6].

Неравномерность контактного давления по радиусу, обусловленная отжатием набивки уплотняемым давлением на входном участке, вызывает преждевременный износ перегруженных областей, поэтому для торцовых сальников задача выравнивания контактного давления по ширине уплотняющего пояса сохраняет актуальность [7].

Полученные результаты позволяют вычислить потери мощности на трение в контактной паре на участке непосредственного контакта

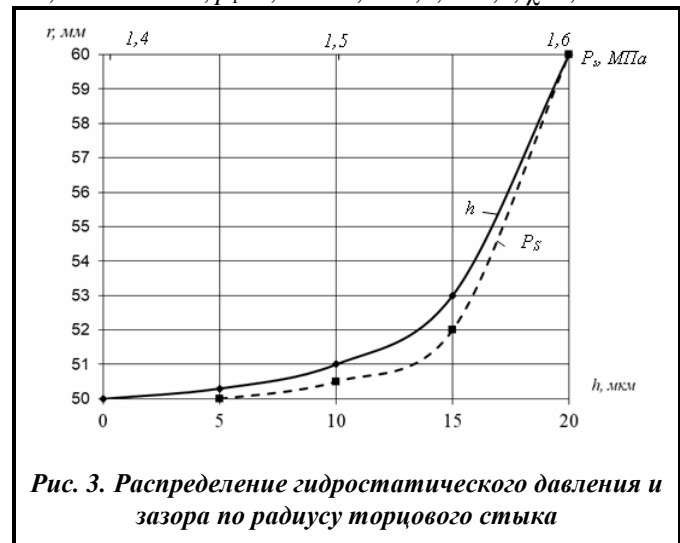


Рис. 3. Распределение гидростатического давления и зазора по радиусу торцового стыка

$$N_c = N_{c0} \left[1 + \frac{p_1}{p_{c0}} (k\chi - 0,8\alpha) - 0,2\alpha \right], \quad N_{c0} = 0,5\pi f p_{c0} \omega b (r_1 + r_2) (r_s + r_2). \quad (9)$$

Расчеты показывают, что мощность жидкостного трения на порядок меньше потерь на участке контакта [9].

В рассмотренном выше примере при частоте вращения ротора $\omega=300 \text{ с}^{-1}$ и коэффициенте трения $f=0,02$ расчет по формуле (9) дает $N_c=0,478 \text{ кВт}$. Для сравнения отметим, что в радиальном сальнике с тремя кольцами набивки для тех же параметров расчетные потери мощности на трение составляют 2,15 кВт, т.е. в четыре с половиной раза превышают потери в торцовом сальнике. Существенная экономия энергии – еще одно важное преимущество торцовых сальников.

Из формулы (9) видно, что на мощность трения, кроме коэффициента трения и окружной скорости, существенное влияние оказывают давление предварительного обжатия набивки и давление уплотняемой жидкости, а также коэффициент нагрузки k и коэффициент основной нагрузки χ . По вычисленной мощности можно оценивать тепловое состояние торцового сальникового уплотнения подобно тому, как это делается для механических торцовых уплотнений.

Ориентировочную оценку температуры в зоне трения можно получить, если пренебречь отводом тепла через поверхности опорного диска и сальниковой набивки, т. е. считать, что теплоотвод осуществляется только протечками через уплотнение

$$N_Q = \rho c Q \Delta t, \quad (10)$$

где ρ , c – плотность и удельная теплоемкость уплотняемой жидкости; Q – протечки; Δt – приращение средней температуры контактных поверхностей по отношению к температуре жидкости на входе в зону трения. Сравнивая (9) и (10), получим

$$\Delta t = \frac{N_c}{\rho c Q}. \quad (11)$$

К сожалению, расход через уплотнение, входящий в (11), не поддается теоретической оценке, поэтому в проектировочных расчетах его приходится принимать на основании опыта эксплуатации подобных уплотнений в подобных условиях. Чаще решают обратную задачу: из равенства (11) определяют расход Q_* , необходимый для того, чтобы приращение средней температуры на контактной поверхности не превышало допустимого значения Δt_* для исключения пригорания сальниковой набивки.

Полученные результаты дают качественное представление о том, что происходит на поверхности трения сальниковой набивки и позволяют более обоснованно подходить к разработке надежных и экономичных торцовых сальниковых уплотнений.

Важнейшим параметром, определяющим конструкцию и ее эксплуатационные характеристики, является коэффициент нагрузки – в отличие от механических торцовых уплотнений его значение, как правило, должно быть близко к единице. Можно выделить две области уплотняемых давлений:

- область низких давлений $P < 0,5 \text{ МПа}$; в этой области надежная герметизация обеспечивается коэффициентами нагрузки $k=0,9-1,1$;
- область высоких давлений $P > 0,5 \text{ МПа}$; в этой области коэффициент нагрузки нужно принимать $k > 1$.

Выводы

Описаны схема и физическая модель торцового сальникового уплотнения, которая позволила объяснить его основные особенности. В процессе работы торцового сальникового уплотнения набивка оттесняется от ответной металлической поверхности давлением среды. В результате образуется конфузорный зазор. Протяженность его пропорциональна отношению уплотняемого давления к давлению предварительного сжатия набивки. Вне зазора, на участке непосредственного контакта набивки с ответной поверхностью, повышается контактное давление, и этот участок выполняет основную роль в герметизации. Утечки обусловлены, в основном, фильтрационным течением через нерегулярные микролабиринты в паре трения.

Выполнен анализ распределения гидростатического давления и зазора по радиусу торцового стыка уплотнения. Получены выражения для определения потерь мощности на трение в торцовом сальниковом уплотнении и проведено их сравнение с потерями мощности в традиционном сальниковом уплотнении. Предложены зависимости для проведения теплового расчёта торцового сальника.

Приведенные результаты теоретических исследований могут служить основой для создания методики расчёта торцовых сальниковых уплотнений при их проектировании.

Литература

1. Mahoney Ph. How can I compare the performance of pump packing? *Pumps & Systems*. 2012. No. 6. P. 104–107.
2. Champion P. Sealing is believing. *World Pumps*. 2003. No. 437. P. 24–27. [https://doi.org/10.1016/S0262-1762\(03\)90134-9](https://doi.org/10.1016/S0262-1762(03)90134-9)
3. Martsinkowsky V., Gaft J., Gawlinsky M. Contemporary Tendencies of the Gland Packings Improvement. *Seals and Sealing Technology in Machines and Devices: Proc. VIII Intern. Conf.*, Wroclaw, 1998. P. 151–165.
4. Marzinkovski W., Gaft J., Schewtschenko S. Konstruktionen und Berechnung der Dichtungen mit Schwimmringen. *Untersuchung und Anwendung von Dichtelementen: XII Intern. Dichtungskolloquium*. Vulkan-Verlag, Essen, 2001. P. 147–155.
5. Gaft J., Marcinkowski W. A choice of the seal for the shaft of the pump. *Proc. Pump users Intern. Forum*, Karlsruhe, 2004. P. 29–30.
6. Гафт Я. З. Исследование рабочего процесса и разработка научных основ проектирования герметизаторов роторов насосов с вязкоупругой набивкой: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.13 / ЗАО НПО «Гидромаш». М., 2000. 296 с.
7. Gaft J., Zahorulko A., Martsynkovskyy V., Shevchenko S. Face packing seals: new opportunities for pump rotor hermetic sealing. *Proc. 16th Intern. Conf. on Fluid Sealing*, 18–20 Sept., 2000. Brugge, Belgium, 2000. P. 335–349. [https://doi.org/10.1016/S1350-4789\(00\)90442-2](https://doi.org/10.1016/S1350-4789(00)90442-2).
8. Zahorulko A., Gudkov S. Solution of problem concerning elastohydrodynamic lubrication for friction pair of face packing seal. *Proc. XIII Int. Conf. in Sealing Technology*. Stuttgart, 2010. P. 317–326.
9. Марцинковский В. А., Шевченко С. С. Насосы атомных электростанций: расчет, конструирование, эксплуатация: моногр. / под общ. ред. С. С. Шевченко. Сумы: Унив. кн., 2018. 472 с.

Поступила в редакцию 03.04.2020

Фізична модель і розрахунок торцевого сальникового ущільнення

С. С. Шевченко

Інститут проблем моделювання в енергетиці ім. Г. Є. Пухова НАН України,
03164, Україна, м. Київ, вул. Генерала Наумова, 15

Підвищення надійності і ресурсу ущільнень валів динамічних насосів є найважливішою вимогою під час їх створення. Найбільш поширеним типом ущільнень залишаються традиційні сальникові ущільнення, які являють собою вузли з регульованим витокком і періодично відновлюються в процесі експлуатації. Радикальною зміною конструкції традиційного сальникового ущільнення є перехід до торцевого сальникового ущільнення з постійним тиском на набивання. Показано, що торцеві сальникові ущільнення можуть успішно поєднувати в собі переваги механічних торцевих ущільнень із простотою і порівняно низькою вартістю традиційних сальникових. Механічне торцеве ущільнення, в якому одне з ущільнюючих кілець замінено сальниковою набивкою, має переваги, які суттєво розширюють сферу застосування традиційних сальникових ущільнень. Описано схему і фізичну модель роботи торцевого сальникового ущільнення. В процесі роботи ущільнення набивка відтісняється від відповідної металевої поверхні тиском середовища. При цьому утворюється конфузний зазор, протяжність якого пропорційна відношенню тиску, що ущільнюється до тиску попереднього стиснення набивки. Наведено розрахунок розподілу гідростатичного тиску і зазору по радіусу торцевого стику ущільнення. Нерівномірність контактного тиску по радіусу, що обумовлена віджимом набивки ущільнюваним тиском на вхідній ділянці, викликає передчасний знос перевантажених областей контактних поверхонь. Запропоновано вирази для оцінки втрат потужності на тертя в торцевому сальниковому ущільненні. Показано, що ці втрати істотно нижче порівняно з втратами потужності тертя в традиційному сальниковому ущільненні. Проведено оцінку теплового стану торцевого сальникового ущільнення. Отримано вираз для визначення витокку, який забезпечує середню температуру на контактній поверхні, що не перевищує допустимого значення. Дослідження показали, що коефіцієнт навантаження торцевих сальникових ущільнень, на відміну від механічних торцевих ущільнень, повинен бути близький до одиниці. Отримані залежності дозволяють виконувати розрахунок торцевих сальникових ущільнень на етапі їх проектування.

Ключові слова: торцеве сальникове ущільнення, фізична модель, розподіл контактного тиску, особливості проектування.